This is a digital copy of a book that was preserved for generations on library shelves before it was carefully scanned by Google as part of a project to make the world's books discoverable online.

It has survived long enough for the copyright to expire and the book to enter the public domain. A public domain book is one that was never subject to copyright or whose legal copyright term has expired. Whether a book is in the public domain may vary country to country. Public domain books are our gateways to the past, representing a wealth of history, culture and knowledge that's often difficult to discover.

Marks, notations and other marginalia present in the original volume will appear in this file - a reminder of this book's long journey from the publisher to a library and finally to you.

Usage guidelines

Google is proud to partner with libraries to digitize public domain materials and make them widely accessible. Public domain books belong to the public and we are merely their custodians. Nevertheless, this work is expensive, so in order to keep providing this resource, we have taken steps to prevent abuse by commercial parties, including placing technical restrictions on automated querying.

We also ask that you:

+ *Make non-commercial use of the files* We designed Google Book Search for use by individuals, and we request that you use these files for personal, non-commercial purposes.
+ *Refrain from automated querying* Do not send automated queries of any sort to Google's system: If you are conducting research on machine translation, optical character recognition or other areas where access to a large amount of text is helpful, please contact us. We encourage the use of public domain materials for these purposes and may be able to help.
+ *Maintain attribution* The Google "watermark" you see on each file is essential for informing people about this project and helping them find additional materials through Google Book Search. Please do not remove it.
+ *Keep it legal* Whatever your use, remember that you are responsible for ensuring that what you are doing is legal. Do not assume that just because we believe a book is in the public domain for users in the United States, that the work is also in the public domain for users in other countries. Whether a book is still in copyright varies from country to country, and we can't offer guidance on whether any specific use of any specific book is allowed. Please do not assume that a book's appearance in Google Book Search means it can be used in any manner anywhere in the world. Copyright infringement liability can be quite severe.

About Google Book Search

Google's mission is to organize the world's information and to make it universally accessible and useful. Google Book Search helps readers discover the world's books while helping authors and publishers reach new audiences. You can search through the full text of this book on the web at `http://books.google.com/`

A propos de ce livre

Ceci est une copie numérique d'un ouvrage conservé depuis des générations dans les rayonnages d'une bibliothèque avant d'être numérisé avec précaution par Google dans le cadre d'un projet visant à permettre aux internautes de découvrir l'ensemble du patrimoine littéraire mondial en ligne.

Ce livre étant relativement ancien, il n'est plus protégé par la loi sur les droits d'auteur et appartient à présent au domaine public. L'expression "appartenir au domaine public" signifie que le livre en question n'a jamais été soumis aux droits d'auteur ou que ses droits légaux sont arrivés à expiration. Les conditions requises pour qu'un livre tombe dans le domaine public peuvent varier d'un pays à l'autre. Les livres libres de droit sont autant de liens avec le passé. Ils sont les témoins de la richesse de notre histoire, de notre patrimoine culturel et de la connaissance humaine et sont trop souvent difficilement accessibles au public.

Les notes de bas de page et autres annotations en marge du texte présentes dans le volume original sont reprises dans ce fichier, comme un souvenir du long chemin parcouru par l'ouvrage depuis la maison d'édition en passant par la bibliothèque pour finalement se retrouver entre vos mains.

Consignes d'utilisation

Google est fier de travailler en partenariat avec des bibliothèques à la numérisation des ouvrages appartenant au domaine public et de les rendre ainsi accessibles à tous. Ces livres sont en effet la propriété de tous et de toutes et nous sommes tout simplement les gardiens de ce patrimoine. Il s'agit toutefois d'un projet coûteux. Par conséquent et en vue de poursuivre la diffusion de ces ressources inépuisables, nous avons pris les dispositions nécessaires afin de prévenir les éventuels abus auxquels pourraient se livrer des sites marchands tiers, notamment en instaurant des contraintes techniques relatives aux requêtes automatisées.

Nous vous demandons également de:

+ *Ne pas utiliser les fichiers à des fins commerciales* Nous avons conçu le programme Google Recherche de Livres à l'usage des particuliers. Nous vous demandons donc d'utiliser uniquement ces fichiers à des fins personnelles. Ils ne sauraient en effet être employés dans un quelconque but commercial.

+ *Ne pas procéder à des requêtes automatisées* N'envoyez aucune requête automatisée quelle qu'elle soit au système Google. Si vous effectuez des recherches concernant les logiciels de traduction, la reconnaissance optique de caractères ou tout autre domaine nécessitant de disposer d'importantes quantités de texte, n'hésitez pas à nous contacter. Nous encourageons pour la réalisation de ce type de travaux l'utilisation des ouvrages et documents appartenant au domaine public et serions heureux de vous être utile.

+ *Ne pas supprimer l'attribution* Le filigrane Google contenu dans chaque fichier est indispensable pour informer les internautes de notre projet et leur permettre d'accéder à davantage de documents par l'intermédiaire du Programme Google Recherche de Livres. Ne le supprimez en aucun cas.

+ *Rester dans la légalité* Quelle que soit l'utilisation que vous comptez faire des fichiers, n'oubliez pas qu'il est de votre responsabilité de veiller à respecter la loi. Si un ouvrage appartient au domaine public américain, n'en déduisez pas pour autant qu'il en va de même dans les autres pays. La durée légale des droits d'auteur d'un livre varie d'un pays à l'autre. Nous ne sommes donc pas en mesure de répertorier les ouvrages dont l'utilisation est autorisée et ceux dont elle ne l'est pas. Ne croyez pas que le simple fait d'afficher un livre sur Google Recherche de Livres signifie que celui-ci peut être utilisé de quelque façon que ce soit dans le monde entier. La condamnation à laquelle vous vous exposeriez en cas de violation des droits d'auteur peut être sévère.

À propos du service Google Recherche de Livres

En favorisant la recherche et l'accès à un nombre croissant de livres disponibles dans de nombreuses langues, dont le français, Google souhaite contribuer à promouvoir la diversité culturelle grâce à Google Recherche de Livres. En effet, le Programme Google Recherche de Livres permet aux internautes de découvrir le patrimoine littéraire mondial, tout en aidant les auteurs et les éditeurs à élargir leur public. Vous pouvez effectuer des recherches en ligne dans le texte intégral de cet ouvrage à l'adresse `http://books.google.com`

Sci 1480.188
HARVARD COLLEGE LIBRARY

BOUGHT FROM THE INCOME OF THE FUND
BEQUEATHED BY
PETER PAUL FRANCIS DEGRAND
(1787-1855)
OF BOSTON

FOR FRENCH WORKS AND PERIODICALS ON THE EXACT SCIENCES
AND ON CHEMISTRY, ASTRONOMY AND OTHER SCIENCES
APPLIED TO THE ARTS AND TO NAVIGATION

SCIENCE CENTER LIBRARY

BULLETIN

DE

L'ASSOCIATION TECHNIQUE

MARITIME.

BULLETIN

DE

L'ASSOCIATION TECHNIQUE MARITIME.

N° 15.

SESSION DE 1904.

PARIS,

GAUTHIER-VILLARS, IMPRIMEUR-LIBRAIRE

DU BUREAU DES LONGITUDES, DE L'ÉCOLE POLYTECHNIQUE,

Quai des Grands-Augustins, 55.

—

1904

Sci 1480.188

HARVARD COLLEGE
JUL 27.1920
LIBRARY

Degrand fund

BULLETIN

DE

L'ASSOCIATION TECHNIQUE MARITIME.

STATUTS

ADOPTÉS PAR L'ASSEMBLÉE GÉNÉRALE LE 3 MAI 1904.

But de l'institution.

ART. 1. — L'*Association technique maritime* a pour but de perfectionner la construction et l'armement des navires :

1° En rassemblant en commun les résultats de l'expérience acquise isolément par les constructeurs, mécaniciens, officiers de marine, navigateurs, armateurs, yachtsmen et autres, et qui, sans valeur lorsqu'ils restent isolés, peuvent aider au progrès des constructions, lorsqu'ils se trouveront condensés dans une publication spéciale ;

2° En faisant connaître les résultats des travaux accomplis à l'étranger, et en constituant des archives renfermant tous les renseignements utiles aux industries maritimes ;

3° En mettant à la disposition de l'initiative individuelle la force collective de l'institution pour étudier les inventions nouvelles, discuter les théories et problèmes techniques, et poursuivre les recherches expérimentales et autres, qui peuvent être de nature à faire progresser la science des constructions navales, les méthodes d'exploitation maritime et la marine en général.

Organisation.

ART. 2. — § 1. Pour être nommé membre de l'*Association technique maritime,* il faut être âgé de 21 ans au moins, et être présenté par deux parrains appartenant déjà à l'Association. Les candidats devront en outre s'occuper ou s'être occupés de la construction des navires, de celle des machines ou chaudières de navires, des machines auxiliaires susceptibles d'être appropriées aux navires ou à leur exploitation, de ports maritimes, de navigation militaire, commerciale ou de plaisance, d'hydrographie, d'armement de navires.

d'assurances maritimes, de classification de navires, de législation maritime, de sauvetage des bateaux, etc., et d'une façon générale être choisis parmi les personnes qui, par leurs occupations habituelles, leurs travaux antérieurs ou leurs études scientifiques, s'intéressent aux questions techniques maritimes, et sont à même de les discuter.

§ 2. Les membres de l'Association qui verseront une somme de 1000fr au moins recevront le titre de *donateurs*. Pourront aussi être nommés donateurs les Sociétés ou Collectivités ayant versé une somme d'au moins 1000fr. Ces Sociétés ou Collectivités auront le droit de se faire représenter par un délégué aux Assemblées générales et à toutes les séances des sessions.

§ 3. Le titre de *membre d'honneur* pourra être attribué à des personnalités auxquelles l'Association voudrait conférer une distinction honorifique.

§ 4. L'admission des membres est prononcée provisoirement par le Conseil, et définitivement par l'Assemblée générale. C'est également l'Assemblée générale qui, sur la proposition du Conseil, confère le titre de donateur et de membre d'honneur.

§ 5. Le Conseil peut prononcer, pour motifs graves, l'exclusion d'un membre, lequel est préalablement appelé à fournir des explications. La décision du Conseil peut être déférée par le membre intéressé à la plus prochaine Assemblée générale.

Administration.

Art. 3. — § 1. L'Association est administrée par un Conseil composé d'un président, de six vice-présidents, d'un secrétaire général, d'un secrétaire, d'un secrétaire-adjoint, d'un trésorier et de douze membres.

§ 2. La durée des fonctions est fixée à quatre années (1), les membres du Conseil sont rééligibles.

§ 3. Les secrétaires et le trésorier doivent habituellement résider à Paris.

§ 4. Le Conseil se renouvelle par quarts, au début par voie de tirage au sort, de façon que tous les membres aient été soumis à la réélection au bout de quatre années. Le roulement une fois établi aura lieu par ordre d'ancienneté.

§ 5. Le membre du Conseil élu en remplacement d'un autre dont le mandat n'est pas expiré, ne demeure en fonctions que pendant le temps restant à courir de l'exercice de son prédécesseur.

§ 6. Pour l'élection annuelle, le Conseil arrête une liste de candidats, dont il donne connaissance aux membres en les convoquant à l'Assemblée générale.

La candidature de tout membre remplissant les conditions prévues à l'article 7 des Statuts peut être présentée; elle doit être appuyée de la signature de dix membres au moins et de l'acceptation du candidat, et parvenir au président de l'Association avant le 31 mars.

Le Conseil peut, soit faire siennes les candidatures proposées, soit se borner à les faire connaître aux membres en les convoquant à l'Assemblée générale.

§ 7. En cas de décès, de démission ou de cessation de résidence à Paris réduisant le nombre total de membres du Conseil au-dessous de douze, celui-ci procède provisoire-

---

(1) On doit entendre par année la période comprise entre les Assemblées générales annuelles.

ment aux remplacements indispensables, sous réserve de la ratification de ses choix par l'Assemblée générale.

§ 8. Le Conseil se réunit sur la convocation et sous la présidence du président ou d'un vice-président. En cas d'absence du président et des vice-présidents, le plus âgé des membres présents prend la présidence de la réunion. Les décisions du Conseil ne sont valables que si cinq au moins de ses membres sont présents. En cas de partage des voix, celle du président de la réunion est prépondérante.

§ 9. Le Conseil est chargé de la gestion générale de l'Association.

Le trésorier est chargé de la conservation des capitaux de l'Association, du recouvrement de ses recettes et de l'acquittement de ses dépenses. Ses comptes sont examinés chaque année, avant l'Assemblée générale, par un comité spécial, composé de trois membres appartenant au Conseil, désignés par le président. Les comptes leur seront remis par le trésorier quinze jours au moins avant l'Assemblée générale.

Les secrétaires sont chargés de la correspondance, de la rédaction des procès-verbaux des séances du Conseil et des Assemblées générales, de la publication du *Bulletin* et de la conservation de la bibliothèque.

Assemblée générale.

Art. 4. — § 1. Une assemblée générale de l'Association aura lieu chaque année à Paris, sous la présidence du président, d'un vice-président, ou d'une notabilité choisie par le Conseil. Toutes les décisions sont prises à la majorité des membres présents.

§ 2. L'ordre du jour comprend :

1° Rapport du trésorier sur la situation financière de l'Association et approbation des comptes, s'il y a lieu;

2° Ratification des décisions du Conseil en ce qui concerne l'admission de nouveaux membres, les membres donateurs et membres d'honneur;

3° Modification des statuts, s'il y a lieu;

4° Délibérations sur les propositions présentées par le Conseil, ou émanant de l'initiative individuelle des membres. Ne sont obligatoirement discutées que les propositions parvenues au président avant le 31 mars, et appuyées de la signature de 10 membres au moins;

5° Élection de membres du Conseil. Les nouveaux membres élus n'entrent en exercice qu'après la clôture de l'Assemblée générale;

6° Lecture et discussion des Mémoires présentés et acceptés par le Conseil.

§ 3. Outre l'Assemblée générale annuelle, le Conseil peut organiser des réunions spéciales, soit à Paris, soit dans d'autres localités.

Cotisations.

Art. 5. — § 1. Les membres de l'Association payent une cotisation annuelle de 30^{fr}; ils recevront en échange le *Bulletin de l'Association*.

La cotisation annuelle peut être remplacée par un payement unique de 400^{fr}, qui donne droit au titre de souscripteur perpétuel. Les souscripteurs perpétuels reçoivent le *Bulletin* leur vie durant; il en est de même des membres donateurs.

Les membres d'honneur sont dispensés de la cotisation.

§ 2. A défaut de payement de la cotisation pendant deux années consécutives, le Conseil peut proposer la radiation du membre en retard, après mise en demeure par lettre recommandée.

Le Conseil peut accorder des dispenses de cotisation aux membres qui se trouvent dans des conditions spéciales, ou accepter en payement des livres ou autres objets utiles à l'Association.

§ 3. Les cotisations sont dues à compter du 1er janvier de chaque année, quelle que soit l'époque de l'admission.

Emploi des fonds.

Art. 6. — § 1. Les ressources provenant des cotisations et des dons faits à l'Association sont employées au payement des frais de toute sorte supportés par l'administration, à la publication du *Bulletin,* à la constitution d'une bibliothèque technique, etc.

§ 2. Les sommes restant en caisse à la fin de chaque année sont placées par les soins du Conseil, ou réservées pour faire face aux dépenses exceptionnelles que l'Association peut avoir à supporter.

§ 3. La somme nécessaire pour faire face aux dépenses courantes, déterminée par le Conseil, reste entre les mains du trésorier.

Les fonds dont l'emploi n'est pas immédiatement prévu sont déposés dans un établissement de crédit, et n'en peuvent être retirés que sur la double signature du président et du trésorier. En cas d'empêchement du président ou du trésorier, chacun d'eux peut être remplacé par un vice-président désigné par le Conseil.

Dispositions légales.

Art. 7. — Nul ne peut être élu membre du Conseil s'il n'est Français et s'il ne jouit de ses droits civils et politiques.

Art. 8. — Les discussions politiques et religieuses sont formellement interdites dans les réunions.

Art. 9. — L'Association, conformément aux dispositions de la loi du 1er juillet 1901 et du décret du 16 août 1901, fera la déclaration de son existence, déposera ses Statuts à la Préfecture de Police et lui donnera avis dans les trois mois de leur date de tous les changements apportés aux Statuts et à la composition de son Conseil, changements qui seront inscrits sur un registre déposé au Siège Social.

Art. 10. — La dissolution de l'Association ne pourra être prononcée que par une Assemblée générale extraordinaire, spécialement convoquée à cet effet, et à la majorité des deux tiers des membres présents.

Art. 11. — En cas de dissolution, les fonds restant en caisse, après toutes dépenses soldées, seront versés à une Société scientifique ou à une Société de bienfaisance, selon la décision prise à ce sujet par l'Assemblée générale qui aura prononcé la dissolution.

FONDATION CANET.

Règlement

délibéré par le Bureau le 9 *mai, et accepté par M. Canet le* 11 *mai* 1901.

DISPOSITIONS FINANCIÈRES.

ART. 1. — Les arrérages de la Fondation Canet sont consacrés, conformément aux intentions du donateur, à des encouragements, tels que médailles, prix en espèces, bourses de voyage à l'étranger, etc., de nature à récompenser ou à provoquer des progrès dans l'art des Constructions navales (1).

ART. 2. — Les valeurs qui forment le capital de cette fondation sont, ainsi que ses arrérages, placées dans les caisses d'un établissement de crédit, et n'en peuvent sortir que sur la double signature du Président et du Trésorier.

ART. 3. — Il est tenu, dans les écritures de l'Association, un compte spécial du capital, des arrérages et intérêts des arrérages, de manière qu'il ne puisse y avoir confusion avec les ressources ordinaires de l'Association. Les arrérages dont il n'aura pas été fait emploi pendant un exercice seront reportés à l'exercice suivant, et au même compte.

ART. 4. — En cas de remboursement des valeurs constituant le capital, les sommes provenant de ce remboursement seront placées à nouveau, et les arrérages recevront la destination indiquée.

ART. 5. — Il ne peut être fait aucun prélèvement sur le capital.

En cas de dissolution de l'Association technique maritime, ce capital, ainsi que les arrérages non employés, seraient versés, conformément à l'article 11 des Statuts, et aux intentions du donateur, à la Société des Ingénieurs civils de France.

ART. 6. — Les encouragements ci-dessus visés sont attribués par le Bureau, sans périodicité fixe, quand il les jugera utiles, et sous la forme qu'il choisira, dans les limites où l'accumulation des arrérages le permettra. Toutefois le Bureau pourra décider, pour parfaire la somme nécessaire, que les ressources ordinaires de l'Association feront à la Fondation Canet une avance, laquelle sera remboursée sur les plus prochaines recettes de cette Fondation.

ART. 7. — Les décisions relatives à l'attribution des encouragements ci-dessus visés devront être prises par le Bureau, cinq membres au moins étant présents. Ils ne peuvent être attribués à aucun des membres du Bureau.

---

(1) Les mots *art des Constructions navales* doivent être entendus dans leur sens le plus large, et s'appliquent également aux progrès dans les machines, l'artillerie navale, etc.

DISPOSITIONS RELATIVES AUX BOURSES DE VOYAGE.

Art. 1. — Quand le Bureau de l'Association aura décidé que la situation de la Fondation Canet permet la création d'une bourse de voyage, dont il fixera l'importance, le Secrétaire général portera cette décision à la connaissance des membres de l'Association, et les invitera à faire connaître s'ils ont des candidats à proposer.

Art. 2. — Tout candidat à une bourse de voyage devra être présenté par un ou plusieurs membres de l'Association, déclarant qu'ils connaissent personnellement le candidat, et qu'ils sont d'avis qu'une bourse de voyage lui sera utile pour compléter son éducation technique.

Art. 3. — Le Bureau reste seul juge de l'opportunité d'allouer au candidat une bourse de voyage. et, s'il y a plusieurs candidats, du choix du titulaire.

Art. 4. — Le titulaire d'une bourse de voyage devra justifier de son séjour dans le pays qui lui sera indiqué pendant le temps prescrit, et devra adresser à l'Association, dans les trois mois qui suivront son retour, un Mémoire sur les observations qu'il aura pu recueillir, tant sur des questions de son choix, que sur des points spéciaux indiqués par l'Association. Ce Mémoire deviendra la propriété de l'Association, qui pourra l'insérer en tout ou partie dans son *Bulletin;* aucune partie ne pourra être publiée ailleurs sans son autorisation.

ANNÉE 1904.

CONSEIL.

Président : M. Daymard, Ingénieur en chef du Bureau Veritas.

Président d'honneur : M. le Vice-Amiral Thomasset.

Vice-présidents :
- M. Bertin, Directeur du Génie maritime.
- M. Bienaymé, Inspecteur général du Génie maritime, en retraite.
- M. Bordes (Adolphe), Armateur.
- M. Menier (Henri), Ingénieur civil.
- M. Normand, Constructeur de navires au Havre.
- M. Widmann, Directeur général des Forges et Chantiers de la Méditerranée.

Membres :
- M. Barguillet, Mécanicien inspecteur général.
- M. Carié, Ingénieur en chef des Forges et Chantiers de la Méditerranée.
- M. Chasseloup-Laubat (Marquis de), Ingénieur civil.
- M. Doyère, Ingénieur en chef de la Marine.
- M. Guyou, Capitaine de frégate, Membre de l'Institut.
- M. Huin, Directeur général des Chantiers et Ateliers de la Gironde.
- M. Leclert, Ingénieur en chef de la Marine, en retraite.
- M. Menier (Gaston), Ingénieur civil.
- M. Noël, Ingénieur en chef de la Marine, en retraite.
- M. Piaud, Ingénieur de la Société des Générateurs Belleville.
- M. Pollard, Ingénieur en chef de la Marine, Directeur de l'École du Génie maritime.
- M. Rueff, Directeur des Messageries fluviales de Cochinchine.

Secrétaire général : M. Hauser, Ingénieur en chef de la Marine, en retraite.

Secrétaire : M. Turgan, Ingénieur civil des Constructions navales.

Secrétaire-adjoint : M. Patry, Ingénieur du Bureau Veritas.

Trésorier : M. Borja de Mozota, Administrateur du Bureau Veritas.

LISTE DES MEMBRES DONATEURS.

Société Anonyme des Forges et Chantiers de la Méditerranée, 1, rue Vignon, Paris, 8e.

Compagnie Générale Transatlantique, 6, rue Auber, Paris, 9e.

MM. Schneider et Cie, 42, rue d'Anjou, Paris, 8e.

MM. Delaunay-Belleville et Cie, Chantiers de l'Hermitage, Saint-Denis (Seine).

Société Anonyme des Ateliers et Chantiers de la Loire, 11 *bis*, boulevard Haussmann, Paris, 9e.

Société Anonyme des Chantiers et Ateliers de la Gironde, 62, rue de Provence, Paris, 9e.

Société Anonyme des Aciéries et Forges de Firminy, Firminy (Loire).

MM. Gio. Ansaldo et Cie, Gênes.

S. A. le Prince Roland Bonaparte, 10, avenue d'Iéna, Paris, 16e.

Compagnie des Forges et Aciéries de la Marine et des Chemins de fer, Saint-Chamond (Loire).

M. Menier (Henri), Ingénieur civil, 8, rue Alfred-de-Vigny, Paris, 8e.

LISTE DES MEMBRES D'HONNEUR.

MM. Thomasset, Vice-Amiral en retraite, 2, avenue Trudaine, Paris, 9e.

White (Sir William), K.C.B., L.L.D., Sc.D., F.R.S., 39, Cedarcroft, Putney Heath, Londres, S.W.

LISTE DES MEMBRES.

MM.

ABRAHAM (A.), Ingénieur de la Marine de réserve, Saint-Nazaire (Penhoël).

AFANASSIEF, Ingénieur de la Marine Impériale Russe, à bord du cuirassé *Cesarevitch*, Port-Arthur (Russie d'Asie).

AFONASSIEF, Sous-Inspecteur général mécanicien de la Marine Impériale Russe, Saint-Pétersbourg.

ALEXANDREANU, Ingénieur en chef de la Marine Roumaine, Directeur de l'Arsenal, rue Michel-le-Brave, Galatz (Roumanie).

ALLEST (D'), Administrateur délégué des Chantiers et Ateliers de Provence, 40, chemin de la Madrague, Marseille.

ARBEL (Pierre), Administrateur délégué des Forges de Douai, 4, rue du Luxembourg, Paris, 6e.

ARMAN DE CAILLAVET, Ingénieur naval, 12, avenue Hoche, Paris, 8e.

AUROUS, Ingénieur en chef de la Marine, Ministère de la Marine, Paris, 8e.

BACLÉ, Ingénieur civil, 57, rue de Châteaudun, Paris, 9e.

BACOT, Ancien Ingénieur de la Marine, 27, quai d'Orsay, Paris, 7e.

BAFFERT, Ingénieur de la Marine, Ministère de la Marine, Paris, 8e.

BAL (ED.), Administrateur délégué du Bureau Veritas, 8, place de la Bourse, Paris, 2e.

BANKSON, Ingénieur de la Marine des États-Unis, Navy Yard, Philadelphie (Penn.), États-Unis.

BARGUILLET, Mécanicien Inspecteur-général, 74, boulevard Richard-Lenoir, Paris, 11e.

BARON, Ingénieur en chef de la Marine, Directeur des Chantiers et Ateliers de la Gironde, 50, rue du Tondu, Bordeaux.

BASSETTI, Ingénieur civil des Constructions navales, 110, boulevard Magenta, Paris, 10e.

BEARD DU DÉZERT, Enseigne de vaisseau, 27, avenue Bugeaud, Paris, 16e.

BEAUSIRE, Ingénieur de la Marine, Indret (Loire-Inférieure).

BERLHE DE BERLHE, Ingénieur du Bureau Veritas, 8, place de la Bourse, Paris, 2e.

BERLHE DE BERLHE (C.), Ingénieur principal de la Marine, Guérigny (Nièvre).

BERNARD (R.), Président de la Société Nantaise de Navigation à vapeur, 6, rue de Laborde, Paris, 9e.

BERNARD (G.), Ingénieur des Forges et Chantiers de la Méditerranée, 33, rue Jules-Lecesne, le Havre.

BERNARDI, Directeur technique du Chantier naval Odero, Gênes.

BERNHEIM, Ingénieur en chef de la Marine, 21, avenue Mac-Mahon, Paris, 17e.

BERRIER-FONTAINE, Directeur du Génie maritime du cadre de réserve, 16, boulevard de Strasbourg, Toulon.

BERTIN, Directeur du Génie maritime, Chef de la Section technique, Ministère de la Marine, Paris, 8e.

BERTRAND, Chef du service administratif du Bureau Veritas, 15, rue Jouffroy, Paris, 17e.

BESSON, Ingénieur en chef de la Marine, Toulon.

MM.

BIENAYMÉ, Inspecteur général du Génie maritime en retraite, 14, rue Revel, Toulon.

BLOM, Ingénieur civil des Constructions navales, Horten (Norvège).

BOCHET, Ingénieur en chef de la maison Sautter, Harlé et Cie, 26, avenue Suffren, Paris, 15e.

BOISSEVAIN, Inspecteur du Bureau Veritas, 19, rue de la Darse, Marseille.

BOKLEVSKY, Ancien Ingénieur en chef des Constructions navales de la Marine Impériale Russe, Doyen de l'Institut Polytechnique, Sosnovka, Saint-Pétersbourg.

BONNARDEL (I.), Administrateur de la Compagnie de Navigation du Rhône, 44, avenue des Champs-Élysées, Paris, 8e.

BONNET (A.), Ingénieur des Forges et Chantiers de la Méditerranée, 20, rue Bernardin-de-Saint-Pierre, le Havre.

BORDES (Adolphe), Armateur, 11, boulevard Malesherbes, Paris, 8e.

BORJA DE MOZOTA, Administrateur du Bureau Veritas, 8, place de la Bourse, Paris, 2e.

BOULVIN, Ingénieur principal de la Marine Belge, Professeur à l'Université, 18, boulevard du Fort, Gand (Belgique).

BOURDON (Georges), Ingénieur-Constructeur, 27, avenue de l'Alma, Paris, 8e.

BOYER, Lieutenant de vaisseau en retraite, Agent principal de la Compagnie Générale Transatlantique, Le Havre.

BRACE, Ingénieur-Constructeur, 25, Water street, Liverpool.

BRETEL, Officier de Marine en retraite, Inspecteur technique de la Compagnie d'Assurances maritimes La Foncière et du Comptoir d'Escompte, 48, rue Notre-Dame-des-Victoires, Paris, 2e.

BRETTEVILLE (Marquis LE NORMAND DE), 31, quai d'Asnières, Asnières (Seine).

BRICARD (H.), Directeur de l'exploitation des Forges et Chantiers de la Méditerranée, le Havre.

BRILLIÉ, Ingénieur de la Marine, Ingénieur des Chantiers et Ateliers de Saint-Nazaire (Penhoët), boulevard de l'Océan, Saint-Nazaire.

BRIX, Ingénieur de la Marine Impériale Russe, en retraite, Directeur technique des Ateliers mécaniques de la Société Franco-Russe, 17, Prjashka, Saint-Pétersbourg.

BROSSER, Ingénieur en chef de la Marine, Ingénieur principal des Constructions mécaniques de MM. Schneider et Cie, le Creusot.

BRUNEAU, Ingénieur de la Marine, Ingénieur des Chantiers et Ateliers de Saint-Nazaire (Penhoët), Saint-Nazaire.

BUSLEY, Professeur et Conseiller intime de Régence, 2, Kronprinz ufer, Berlin, N. W.

CABART-DANNEVILLE, Sénateur de la Manche, 143, boulevard Saint-Michel, Paris, 5e.

CABROL (PH. DE), Administrateur délégué de la Société des Ateliers et Chantiers de la Loire, 11 *bis*, boulevard Haussmann, Paris, 9e.

CADIAT, Ancien Ingénieur de la Marine, 20, place d'Armes, Toulon.

CAILLARD, Ancien Juge au Tribunal de Commerce, 21, rue de Prony, le Havre.

CAL (Antonio), Lieutenant de vaisseau de la Marine Espagnole, Professeur à l'École navale, Le Ferrol (Espagne).

CAL (Eugenio), Lieutenant de vaisseau de la Marine Espagnole, Le Ferrol (Espagne).

CANET, Directeur du service de l'artillerie de MM. Schneider et Cie, Ancien Président de la Société des Ingénieurs civils de France (S. P.), 87, avenue Henri-Martin, Paris, 16e.

CAPUS, Ingénieur des Forges et Chantiers de la Méditerranée, la Seyne (Var).

MM.

CARIÉ, Ingénieur en chef des Forges et Chantiers de la Méditerranée, 1, rue Vignon, Paris, 8e.

CASTELNAU, Ingénieur principal de la Marine, 248, rue de Rivoli, Paris, 1er.

CAZES, Ingénieur, 62, rue Caumartin, Paris, 9e.

CHACE (Mason Smith), Directeur des Travaux, Crescent Shipyard, Elisabeth (N.-J.), (États-Unis).

CHAIGNEAU (H.), Ingénieur, 4, rue Mirabeau, Paris, 16e.

CHALIGNY, Ingénieur-Constructeur, 54, rue Philippe-de-Girard, Paris, 18e.

CHAPMAN, Ingénieur civil, 10, rue Laffitte, Paris, 9e.

CHARDONNET (Comte DE), Ancien Élève de l'École Polytechnique, 43, rue Cambon, Paris, 1er.

CHARLES-ROUX, Ancien Député, Président de la Société des Chantiers et Ateliers de Provence, 9, rue Christophe-Colomb, Paris, 8e.

CHASSELOUP-LAUBAT (Marquis DE), Ingénieur civil (S. P.), 51, avenue Montaigne, Paris, 8e.

CHAUDOYE, Directeur général de la Société des Ateliers et Chantiers de la Loire, 11 *bis*, boulevard Haussmann, Paris, 9e.

CHEVREUX, Ingénieur civil, 11, rue Chevalier, Levallois-Perret (Seine).

CHORON, Ingénieur en chef de la Marine, Brest.

CLAPARÈDE (Cl.), Ingénieur-Constructeur, Argenteuil.

CLAPARÈDE (Fr.), Ingénieur-Constructeur, Argenteuil.

CLAUZEL, Directeur du Génie maritime, Indret (Loire-Inférieure).

CLEEF (J.-E. VAN), Ingénieur de la Marine Néerlandaise, Département de la Marine, Sœrabaya, Indes Orientales Néerlandaises.

CLERMONT (DE), Administrateur de la Compagnie des Chargeurs Réunis, 11, rue Barbette, Paris, 3e.

COLINET, Ingénieur civil des Constructions navales, Ingénieur des Chantiers et Ateliers de la Gironde, 5, rue Michel-Montaigne, Bordeaux.

COMERMA Y BATALLA, Général du Génie maritime Espagnol, le Ferrol (Espagne).

COMPÈRE, Ingénieur-Directeur de l'Association Parisienne des propriétaires d'appareils à vapeur, 66, rue de Rome, Paris, 8e.

COP, Ingénieur de la Marine Néerlandaise, 29, Orange plantage, Delft (Hollande).

COURVILLE (DE), Ingénieur en chef de la Marine, Professeur à l'École supérieure de Marine, 44, rue du Cherche-Midi, Paris, 6e.

COVILLE, Ingénieur en chef des Chantiers de Graville, 7, rue Saint-Michel, le Havre.

CRETS, Ingénieur en chef, Directeur du chantier Cockerill, Hoboken (Belgique).

CROLL (D.), Directeur des Chantiers de Fijenoord, 70, Boompjes, Rotterdam.

CRONEAU, Ingénieur en chef de la Marine, Directeur de l'Arsenal, Lisbonne.

CROUAN, Armateur, 14, rue de l'Héronnière, Nantes.

DANIS, Ingénieur de la Compagnie Générale Transatlantique, 97, rue de Rennes, Paris, 6e.

DAYMARD, Ingénieur en chef du Bureau Veritas, 47, rue de Courcelles, Paris, 8e.

DECAZES (Duc), 19, rue de Constantine, Paris, 7e.

DECOUT-LACOUR, Ingénieur-Constructeur, la Rochelle.

DEGOIX, Assureur maritime, 33, rue Vivienne, Paris, 2e.

DELAITRE, Ingénieur de la Marine en retraite, 5, rue La Condamine, Paris, 17e.

DELAPORTE, Ingénieur de la maison Bréguet, 7, rue Sainte-Beuve, Paris, 6e.

MM.

DELAUNAY-BELLEVILLE, Ingénieur-Constructeur, Directeur de l'exploitation de l'Exposition Universelle de 1900, 17, boulevard Richard-Wallace, Neuilly-sur-Seine.

DELAUNAY-BELLEVILLE (Robert), Ingénieur des Arts et Manufactures, 17, boulevard Richard-Wallace, Neuilly-sur-Seine.

DEMONGEOT, Ingénieur de la Maison Grille et Cie, 122, avenue Victor-Hugo, Paris, 16e.

DENNY (Archd), Constructeur, Leven Shipyard, Dumbarton (Angleterre).

DEZEUSTRE, Assureur maritime, 14, rue Wissocq, Boulogne-sur-Mer.

DIBOS, Ingénieur de la Compagnie d'Assurances maritimes la Foncière, 48, rue Notre-Dame-des-Victoires, Paris, 2e.

DIOU, Attaché à la Compagnie Générale Transatlantique, 6, rue Auber, Paris, 9e.

DOLGOROUKOW, Inspecteur du Génie maritime de la Marine Impériale Russe, Ministère de la Marine, Saint-Pétersbourg.

DORÉMIEUX fils, Maître de forges, Fabricant de chaînes, Saint-Amand (Nord).

DOYÈRE, Ingénieur en chef de la Marine, 8, rue Dangeau, Paris, 16e.

DREYFUS (J.), Ingénieur, 189, quai Valmy, Paris, 10e.

DREYFUS (M.), Administrateur délégué de la Société des Ateliers et Chantiers de la Loire, 11 *bis*, boulevard Haussmann, Paris, 9e.

DRZEWIECKI (Stéphane), Ingénieur, 5, villa Damont, Paris, 16e.

DUBAR, Ingénieur, Petit Fort-Philippe, par Gravelines (Nord).

DUBOUL, Ingénieur, Fabricant de cordages, 7, rue Suffren, Marseille.

DUCHESNE, Ingénieur, 23, avenue des Courses, le Vésinet (Seine-et-Oise).

DUDEBOUT, Sous-Directeur de la Direction centrale des Constructions navales, Ministère de la Marine, Paris, 8e.

DUFLOU, Ingénieur, Ile des Apothicaires, Saint-Pétersbourg.

DUGÉ DE BERNONVILLE, Ingénieur de la Marine, Ingénieur en chef des Ateliers Niclausse, 1, rue Eugène-Flachat, Paris, 17e.

DULNIAU, Ingénieur, Chef d'études des Machines marines chez MM. Schneider et Cie, 1, rue Sainte-Barbe, le Creusot.

DUMINY, Ingénieur en chef de la Compagnie des Chargeurs Réunis, 23, rue de Nanterre, Asnières (Seine).

DUNN (W.-J.), Ancien Chief Constructor de l'Amirauté Anglaise, Vice-Président de l'Institution of Naval Architects, Directeur de Vickers Sons et Maxim, 28, Victoria street, Londres, S. W.

DUPRÉ, Directeur du Génie maritime, Guérigny (Nièvre).

DURAND (W.-F.), Professeur de machines marines, Cornell University, Ithaca (N. Y.), États-Unis.

DURAND-VIEL, Enseigne de vaisseau, station des sous-marins, Toulon.

DUTHIL, Directeur général de la Société de Jonction, 92, boulevard Richard-Lenoir, Paris, 11e.

ELGAR (Francis), Vice-Président de l'Institution of Naval Architects, 34, Leadenhall street, Londres, E.C.

EMANAUD, Ingénieur de la Société du générateur Pluto, 99, rue Monge, Paris, 5e.

ESTIER (Henri), Armateur, 385, rue Paradis, Marseille.

EVERS, Ingénieur civil, 3, rue Fontenelle, le Havre.

EYNAUD, Inspecteur général du Génie maritime. Ministère de la Marine, Paris, 8e.

FAIRBURN, Ingénieur des Constructions navales, P. O. Box 183, Quincy (Mass.), États-Unis.

MM.

FARAMOND DE LAFAJOLE (DE), Ingénieur-conseil mécanicien, 54, avenue de Breteuil, Paris, 7e.

FARAMOND DE LAFAJOLE (DE), Lieutenant de vaisseau, Attaché naval à l'Ambassade de France, Washington.

FARRAR (Smith, Stuart), Ingénieur de la Marine des États-Unis, 80, Washington Square, New-York.

FAUTREL (G.), Armateur, 14, rue d'Enghien, Paris, 10e.

FENAILLE, Armateur, 11, rue du Conservatoire, Paris, 9e.

FERRAND, Ingénieur en chef de la Marine, Ministère de la Marine, Paris, 8e.

FERRANTI (S.-Z. de), Ingénieur électricien et mécanicien, 31, Lyndhurst Road, Hampstead, Londres.

FLEURET, Ingénieur civil, 41, avenue Wagram, Paris, 17e.

FLICHE, Ingénieur en chef de la Marine en retraite, attaché à la direction de MM. Schneider et Cie, 42, rue d'Anjou, Paris, 8e.

FOREST, Ingénieur-Constructeur, 20 *bis*, rue Bourgelet, Alfort (Seine).

FOUCHÉ, Ingénieur-Constructeur, Prairie-au-Duc, Nantes.

FOWNES, Maître de Forges, 53, Quayside, Newcastle-on-Tyne.

FOY (H.), Ingénieur civil des Constructions navales, 85, faubourg Saint-Honoré, Paris, 8e.

FRANCOU, Administrateur délégué de la Société des Laminoirs à tubes et Fonderies, Hautmont (Nord).

FROMONOT, Ingénieur de la Marine, Directeur des Chantiers et Ateliers de Normandie, Grand-Quevilly (Seine-Inférieure).

GALOPPE, Armateur, 7, rue Théodore-de-Banville, Paris, 17e.

GARCIA DE ANGULO, Général du Génie maritime Espagnol, Salesas, 10, Madrid.

GARELLI (Fabio), Ingénieur des Chantiers de Sestri-Ponente, villa Doria, Pegli (Province de Gênes) (Italie).

GARNIER, Directeur du Génie maritime, Toulon.

GAUTHIER-VILLARS (Albert), Ancien Élève de l'École Polytechnique, Imprimeur-Éditeur, 55, quai des Grands-Augustins, Paris, 6e.

GAVRILOFF, Ingénieur de la Marine Impériale Russe, Vassili Ostrov, 10e ligne, n° 9, app. 10, Saint-Pétersbourg.

GEFFRIN, Ancien Inspecteur du Bureau Veritas, 10, rue Sadi-Carnot, Octeville, près Cherbourg (Manche).

GELDER (W.-H.-M. DE), Ingénieur en chef des Chantiers Smit et Zoon, à Kinderdijk (Hollande).

GELDER (DE), Directeur de la Rotterdamsche Droogdok Maatschappij, Rotterdam (Hollande).

GENY (M.), Directeur général des Usines de MM. Schneider et Cie, 42, rue d'Anjou, Paris, 8e.

GERLING, Directeur commercial du Chantier naval Anversois, Anvers (Belgique).

GIACOMMUZZI (Virgilio), Ingénieur des Chantiers Odero, Sestri-Ponente (Italie).

GLANDAZ, Ancien Vice-Président du Yacht-Club, 87, rue Ampère, Paris, 17e.

GODARD, Ingénieur en chef de la Marine, Directeur de la Société des Générateurs Belleville, 15, rue d'Édimbourg, Paris, 8e.

GODET, Directeur de la Corderie de la Seine, le Havre.

GODINET (A.), Ingénieur civil, 18, quai Tilsitt, Lyon.

MM.

GOULAÏEFF, Inspecteur des Constructions navales de la Marine Impériale Russe, forteresse Saint-Pierre et Saint-Paul, bâtiment des officiers, app. 2, Saint-Pétersbourg.

GOVARE, Avocat à la Cour d'Appel, Docteur en droit, 3, rue de Stockholm, Paris, 8e.

GRAVELL, Représentant du Bureau Veritas, 155, Fenchurch street, Londres.

GREINER, Directeur général de la Société John Cockerill, Seraing (Belgique).

GRILLE, Ingénieur civil, 67, rue de la Victoire, Paris, 9e.

GROLOUS, Ingénieur en chef de la Compagnie Générale Transatlantique, 6, rue Auber, Paris, 9e.

GUÉRIN DE LITEAU, Ingénieur de la Compagnie Générale Transatlantique, 6, rue Auber, Paris, 9e.

GUGLIELMINO (Pietro), Ingénieur du Bureau Veritas, 8, Salita piano di Rocca, Gênes.

GUICHARD, Directeur des Ateliers et Chantiers de la Loire, Saint-Nazaire

GUILLAUME (E.), Ingénieur en chef de la Marine, Directeur général de la Société des Chantiers et Ateliers de Saint-Nazaire (Penhoët), 99, rue Miromesnil, Paris, 8e.

GUILLOUX, Ancien Ingénieur de la Marine, 83, rue Demours, Paris, 17e.

GUYOU, Capitaine de frégate, Membre de l'Institut, 13, rue de l'Université, Paris, 7e.

HALFON, Vice-Président de la Compagnie Générale Transatlantique, 6, rue Auber, Paris, 9e.

HARADA, Ingénieur à l'Arsenal de Saseho (Japon).

HART (G.), Ingénieur du Chemin de fer du Nord, 99, rue Lafayette, Paris, 10e.

HATT, Ingénieur hydrographe en chef, en retraite, Membre de l'Institut, 31, rue Madame, Paris, 6e.

HAUSER, Ingénieur en chef de la Marine en retraite, Directeur général de la Compagnie des Tréfileries du Havre, 4, rue Meissonier, Paris, 17e.

HERSENT (Georges), Ingénieur-Constructeur, 60, rue de Londres, Paris, 8e.

HERSENT (Jean), Ingénieur des Arts et Manufactures, 60, rue de Londres, Paris, 8e.

HEURTEL (F.), Capitaine de frégate de réserve, 91, avenue Kléber, Paris, 16e.

HOCHGESAND (J.), Directeur des établissements Henry, 117, boulevard de la Villette, Paris, 10e.

HOUËT, Capitaine au long cours, Secrétaire technique du Comité des Armateurs de France, 16, rue Chauveau-Lagarde, Paris, 8e.

HOUETTE, Capitaine de vaisseau, 121, boulevard Haussmann, Paris, 8e.

HOZIER (H.-M.), Colonel, C. B., Secrétaire du Lloyd's Register, Royal Exchange, Londres. E. C.

HUBAC, Ingénieur de la Société des Générateurs Belleville, 7, rue du Jambon, Saint-Denis (Seine).

HUGOT, Membre de la Chambre de Commerce, 4, rue de la Renaissance, Paris, 8e.

HUIN, Directeur du Génie maritime du cadre de réserve, Directeur général de la Société des Chantiers et Ateliers de la Gironde, 14, rue du Cherche-Midi, Paris, 6e.

HURÉ (P.), Ingénieur-Constructeur, 218, rue Lafayette, Paris, 10e.

IMBERT, Ingénieur civil, 19, rue des Minimes, Marseille.

ISAKSON, Inspecteur du Lloyd's Register, 46, Skeppsbron, Stockholm.

JANET, Ancien Ingénieur de la Marine, 29, rue des Volontaires, Paris, 15e.

JAQUES, Membre du Conseil de la Société Américaine des Naval Architects, 483, Beacon street, Boston (Mass.) et Little Boar's Head (New Hampshire) (États-Unis).

JOUËT-PASTRÉ, Président du Conseil d'administration des Forges et Chantiers de la Méditerranée, 1, rue Vignon, Paris, 8e.

MM.

JULLIEN (Marius), 35, boulevard de la Major, Marseille (Bouches-du-Rhône).

KAUFFER, Ingénieur des Forges et Chantiers de la Méditerranée, 40, avenue Hoche, La Seyne (Var).

KIRKALDY, 101, Leadenhall Street, Londres E. C.

KRAFT (fils), Ingénieur des Chantiers Cockerill, Seraing (Belgique).

KRILOFF (A.), Professeur à l'Académie navale de Saint-Pétersbourg, Capitaine de frégate de la Marine Impériale Russe, Zwierinskaïa, n° 6/8, Saint-Pétersbourg.

LAGANE, Administrateur des Forges et Chantiers de la Méditerranée, La Seyne (Var).

LAMBERT, Ingénieur civil, 248, avenue de Tervueren, Bruxelles.

LAMBERT (Comte DE), 24, avenue Raphaël, Paris, 16e.

LANNES, Directeur des Chantiers et Ateliers de Saint-Nazaire (Penhoët), Saint-Nazaire.

LANZA, Ingénieur expert du Bureau Veritas, 3, Piazza Giuseppe Micheli, Livourne, Italie.

LAPONCHE, Ingénieur, Maison Biétrix, Leflaive et Cie, Saint-Étienne.

LAUBEUF, Ingénieur en chef de la Marine, Toulon.

LAVEISSIÈRE (Louis), Industriel, 20, rue de l'Arcade, Paris, 8e.

LE BLANC, Ingénieur des Forges et Chantiers de la Méditerranée, le Havre.

LECLERT, Ingénieur en chef de la Marine, en retraite, Vice-Président de la Compagnie des Mines, Forges et Fonderies d'Alais, Administrateur de la Société des Ateliers et Chantiers de la Loire, 42, avenue Wagram, Paris, 8e.

LECOINTE, Ingénieur en chef de la Marine Belge, en congé, 102, rue de Stassart, Bruxelles.

LEDIEU, Ingénieur civil des Constructions navales, 98, rue de Rennes, Paris, 6e.

LEDOUX, Ingénieur en chef au Corps des Mines, 250, boulevard Saint-Germain, Paris, 7e.

LEFLAIVE, Ancien Ingénieur de la Marine, La Chaléassière, Saint-Étienne.

LE GO, Ingénieur des Forges et Chantiers de la Méditerranée, La Seyne (Var).

LEGRU, Ingénieur civil, 4, rue Murillo, Paris, 8e.

LELONG (R.), Ingénieur principal de la Marine, 20, rue de Tournon, Paris, 6e.

LE MARCHAND, Ingénieur-Constructeur, Petit-Quevilly, Rouen.

LE SAUVAGE, Directeur des Anciens Établissements Satre, 50, boulevard Haussmann, Paris, 9e.

LESPÈS (A.), Directeur des Chantiers et Ateliers de Bacalan, Bordeaux.

LESSNIKOFF, Ingénieur de la Marine Impériale Russe, arsenal de Libau (Russie).

LE VALLOIS, Ingénieur civil, Luxeuil (Haute-Saône).

LEVERD, Courtier juré d'assurances, 11, place de la Bourse, Paris, 2e.

LIKHATCHOF, Vice-Amiral de la Marine Impériale Russe, 4, rue Logelbach, Paris, 17e.

LODER, Directeur du Matériel de la Marine Néerlandaise, Laen van Meerdervort, La Haye.

LOIR, Lieutenant de vaisseau en retraite, 50, avenue Wagram, Paris, 17e.

MADAMET, Directeur des Forges et Chantiers de la Méditerranée, Marseille.

MALLARMÉ, Vice-Amiral, Préfet maritime, Brest.

MARBEC, Ingénieur principal de la Marine, Toulon.

MASSALSKI, Ingénieur maritime, 9, boulevard Malesherbes, Paris, 8e.

MATSUOKA, Ingénieur civil des Constructions navales, Chantier de Constructions navales, Kawasaki (Japon).

MAUGAS, Ingénieur en chef de la Marine, Sous-Directeur de l'École du Génie maritime, 140, boulevard Montparnasse, Paris, 14e.

MAUPEOU D'ABLEIGES (DE), Directeur du Génie maritime, Lorient.

MAW, Ingénieur, Directeur de l'Engineering, 35 et 36, Bedford street, Strand, Londres.

MM.

MAYER (Alphonse), Armateur, 7, avenue de Friedland, Paris. 8e.

MEERTEN (H. VAN), Ingénieur en chef de la Marine Néerlandaise, en retraite, Buitenzorg, Java (Indes orientales Néerlandaises).

MELI, Ingénieur naval et mécanicien, Représentant de la Société des Générateurs Belleville, 5, via Principe Umberto, Milan.

MENIER (Gaston), Ingénieur civil, 56, rue de Châteaudun, Paris, 9e.

MENIER (Georges), 61, rue de Monceau, Paris, 8e.

MERVEILLEUX DU VIGNAUX, Ingénieur, 7, rue Las Cases, Paris, 7e.

MESNIER, Armateur, 153, boulevard Hausmann, Paris, 8e.

MESSMER, Ingénieur, 12, rue Fontaine, Paris, 9e.

MÉTAYER, Ingénieur des Arts et Manufactures, Professeur de Métallurgie à l'École Centrale, 2, rue Rembrandt, Paris, 8e.

MÉTHIEUX, Directeur de la Compagnie française de Navigation et de Construction navale et Anciens Établissements Satre réunis, 8, quai Rambaud, Lyon.

MEULEMEESTER (DE), Ingénieur, 62, rue de Neuchâtel, Bruxelles.

MICHELI (P.), Ingénieur, 1, via Sottoripa, piano nobile, Gênes.

MILLAR (Sir W. Armstrong, Mitchell et Cie), Newcastle-on-Tyne.

MOLINAS, Expert-Mécanicien du Bureau Veritas, 6, Merced, Barcelone.

MOLLER, Ingénieur de la maison de Freitas et Cie, Hambourg.

S. A. S. Monseigneur le Prince DE MONACO, Monaco.

MORGAN (W.-G.), Directeur technique du Chantier naval Anversois, Anvers (Belgique).

MORITZ, Ancien Ingénieur de la Marine (S. P.), Ourscamps (Oise).

MÖRNER (Comte H.-A.), Directeur de la Marine Royale Suédoise, Carlskrona (Suède).

MORNET (Ch.), Lieutenant de vaisseau, Préfecture maritime, Rochefort.

NEGULICI, Ingénieur civil des Constructions navales, Chantiers et Ateliers de Turn-Severin (Roumanie).

NERVO (Léon DE), Ingénieur des Arts et Manufactures, 73, rue de Courcelles, Paris, 8e.

NICLAUSSE (A.), de la Société J. et A. Niclausse, Société des générateurs inexplosibles, 42, rue des Ardennes, Paris, 19e.

NICLAUSSE (J.), de la Société J. et A. Niclausse, Société des Générateurs inexplosibles, 24, rue des Ardennes, Paris, 19e.

NIELSEN, Directeur général des Chantiers et Ateliers Burmeister et Wain, Copenhague.

NOËL (Charles), Ingénieur en chef de la Marine, en retraite, 18, avenue de l'Opéra, Paris, 1er.

NORMAND (J.-A.), Ingénieur-Constructeur, 67, rue du Perrey, le Havre.

NORMAND fils, Ingénieur, 67, rue du Perrey, Le Havre.

ODAGIRI, Ingénieur-Lieutenant de la Marine Japonaise, 733, Gotanyama Shinagumavachi, Tokio.

PAINVIN, Ingénieur des Ateliers et Chantiers de la Loire, 17, rue Royale, Nantes.

PARSONS, Directeur de la Manganese Bronze and Brass Company, 49 à 51, Saint-George House, 8, Eastcheap, Londres, E. C.

PATRY, Ingénieur du Bureau Veritas, 8, place de la Bourse, Paris, 2e.

PEREIRA DE MATTOS, Lieutenant de vaisseau de la Marine Portugaise, Praça Luis de Camoëns, Lisbonne.

PETITHOMME, Ingénieur de la Marine, Ministère de la Marine, Paris, 8e.

MM.

PETROFF, Ingénieur de la Marine Impériale Russe, 60, Thornton avenue, Streatham hill, Londres, S.W.

PIAUD, Ingénieur de la Société des Générateurs Belleville, 8, boulevard de la République, Chatou (Seine-et-Oise).

PIERI (Comte Pompeo), 70, avenue d'Iéna, Paris, 16e.

PIERRARD, Ingénieur en chef de la Marine Belge, Directeur des Constructions maritimes, Ostende (Belgique).

PIHLGREN, Directeur de l'Industrie au Ministère des Finances, 66, Graf Thuregatan, Stockholm.

PILLÉ, Ingénieur-Constructeur, 29, rue de Châteaudun, Paris, 9e.

PINCZON, Ingénieur de la Compagnie Générale Transatlantique, 99, boulevard de Strasbourg, le Havre.

PLUYETTE, Ingénieur en chef de la Marine, 1, rue de la Rampe, Brest.

POLLARD, Ingénieur en chef de la Marine, Directeur de l'École du Génie maritime, 28, rue de Bassano, Paris, 16e.

PONCHEZ, Ingénieur de la Société des Générateurs Belleville, Saint-Denis (Seine).

PRESSEQ, Ancien Ingénieur de la Marine, Ingénieur des Chantiers et Ateliers de la Gironde, la Bastide, Bordeaux.

QUELLENEC, Ingénieur en chef des Ponts et Chaussées, 9, rue Charras, Paris, 9e.

QUINETTE DE ROCHEMONT, Inspecteur général des Ponts et Chaussées, 18, rue Marignan, Paris, 8e.

RADLOFF, Directeur de la Société anonyme des Usines Franco-Russes, 17, Prajshka, Saint-Pétersbourg.

RANCELANT, Ingénieur civil, avenue Morillon, Choisy-le-Roi (Seine).

RATEAU, Ingénieur au corps des Mines, 105, quai d'Orsay, Paris, 7e.

RAUCHFUSS, Directeur des Chantiers Germania, Gaarden près Kiel.

RAVIER (S.-L.), Ancien Ingénieur de la Marine, 6, rue de Berne, Paris, 8e.

RAYMOND, Ingénieur principal de la Compagnie des Messageries Maritimes, la Ciotat (Bouches-du-Rhône).

RÉCOPÉ (Comte), Ancien Ingénieur de la Marine, 11, avenue d'Iéna, Paris, 16e.

REED (Sir Edward-J.), K. C. B., F. R. S., Broadway Chambers, Westminster, Londres, S.-W.

RENNER, Ingénieur civil, 10, Turken strasse, thür 5, Vienne (Autriche).

REVOL, Ingénieur de la Marine, Attaché à la Direction de MM. Schneider et Cie, 42, rue d'Anjou, Paris, 8e.

RIMBAUD, Ancien Ingénieur de la Marine, Ingénieur des Forges et Chantiers de la Méditerranée, villa Beausite, Tamaris-sur-Mer (Var).

RISBEC, Ingénieur de la Marine en retraite, Directeur des Ateliers des Messageries Maritimes, la Ciotat (Bouches-du-Rhône).

ROBERTSON, Inspecteur du Bureau Veritas, 29, Waterloo street, Glascow.

ROCHE, Ancien Ingénieur de la Marine, Directeur de l'usine à gaz, 16, rue de la Tour-d'Auvergne, Rennes.

ROTHSCHILD (Baron Edouard DE), Propriétaire de yachts, 2, rue Saint-Florentin, Paris, 1er.

RUDLOFF, Conseiller privé maritime et Directeur des Constructions navales, 16, Marburgerstrasse, Berlin W.

RUEFF, Administrateur délégué des Messageries fluviales de Cochinchine (S. P.), 43, rue Taitbout, Paris, 9e.

MM.

Russo, Ingénieur du Génie naval Italien, Ministère de la Marine, Rome.

Sabathier, Ingénieur du Bureau Veritas, 8, rue Bossuet, le Havre.

Saglio, Directeur du Génie maritime en retraite, 93, rue du Théâtre, Paris, 15e.

Saint-Paul, des Usines Skoda, 38, rue de Châteaudun, Paris, 9e.

Salvert-Bellenave (Dutour de), Ingénieur en chef de la Marine, Toulon.

Sautter, Directeur de la Maison Sautter, Harlé et Cie, 26, avenue de Suffren, Paris, 15e.

Schil, Ingénieur civil, Expert du Bureau Veritas, 17, rue Montesquieu, Nancy.

Schluetter, Ingénieur, 112, Worringerstrasse, Dusseldorf (Allemagne).

Schmidt (Michel), Directeur des Chantiers de MM. Schneider et Cie, Chalon-sur-Saône.

Schneider (E.), Maître de Forges, 42, rue d'Anjou, Paris, 8e.

Sciama, Directeur de la Maison Bréguet, 19, rue Didot, Paris, 14e.

Scribanti, Ingénieur du Génie naval Italien, Professeur à l'École navale supérieure, Gênes.

Sebert (Général), Administrateur des Forges et Chantiers de la Méditerranée, 14, rue Brémontier, Paris, 8e.

Selleron, Ingénieur en chef de la Marine en retraite, 76, rue de la Victoire, Paris, 9e.

Serve, Manufacturier, 335, chemin de la Corniche, Marseille.

Siebers, Ingénieur en chef de la Marine Néerlandaise, 11, Emmalaan, Utrecht (Hollande).

Sigaudy, Ingénieur en chef des Forges et Chantiers de la Méditerranée, 2, rue Guy-de-Maupassant, le Havre.

Skoda (Chevalier Von), des usines Skoda (S. P.), Pilsen (Autriche-Hongrie).

Smal, Ingénieur des Chantiers Cockerill, Hoboken (Belgique).

Smit (P.-Jun.), Chantier de Constructions navales « de Industrie », Rotterdam.

Smulders (H.), Membre de la Firme A.-F. Smulders, 70, Haringliet, Rotterdam.

Soliani (Nabor), Directeur des Chantiers Ansaldo, Gênes.

Sosnovski, Ingénieur civil, Administrateur-Directeur de la Société de Laval, 48, rue de la Victoire, Paris, 9e.

Stapfer de Duclos, Ingénieur-Constructeur (S. P.), 42, boulevard Maritime, Marseille.

Tellier (A.), Ingénieur de la Maison Tellier, 52, quai de la Râpée, Paris, 12e.

Tennyson, Ingénieur de la Marine Impériale Russe, 45, Offitserskaïa, Saint-Pétersbourg.

Terré, Ingénieur en chef de la Marine, en retraite (S. P.), 139, boulevard Haussmann, Paris, 8e.

Thibaudier (E.), Directeur du Génie maritime, Directeur de la Direction centrale des Constructions navales, Ministère de la Marine, Paris, 8e.

Thirion, Ingénieur-Constructeur, 160, rue de Vaugirard, Paris, 15e.

Titoff, Ingénieur de la Marine Impériale Russe, 7, Novaïa Derevnia Jassikoff Pereoulok, Saint-Pétersbourg.

Torriani (D.), Ingénieur, Directeur de l'Établissement Torriani et Cie, Sampierdarena (Italie).

Toussaint, Ancien Chef du Service des Ateliers de construction de MM. Schneider et Cie, 7, boulevard de Brosses, Dijon.

Tromp, Ancien Officier d'Artillerie des Pays-Bas, 3, Westerkade, Rotterdam (Hollande).

Turbot, Fabricant de chaînes, Anzin (Nord).

Turc, Lieutenant de vaisseau, à bord du *Charlemagne*.

Turgan (L.), Ingénieur civil des Constructions navales, Ingénieur-Constructeur, 7, place Malesherbes, Paris, 17e.

MM.

VASCONCELLOS (J. DE), Ingénieur des Constructions navales, 20, rue Francisco de Paulo, Lisbonne.

VASLIN, (H.), Ingénieur civil, 5, rue Saint-Georges, Paris, 9e.

VECHKOURTZOFF, Ingénieur de la Marine Impériale Russe, rue Gospodckaïa, Cronstadt (Russie).

VENCE, Inspecteur du Lloyd's Register, 26, rue de la République, Marseille.

VERMAND, Ingénieur des Ateliers et Chantiers de la Loire, Saint-Nazaire.

VILLE (Georges), Ingénieur-Mécanicien, 30, Cours-la-Reine, Paris, 8e.

VIMONT, Lieutenant de vaisseau, en retraite, armateur, 347, rue Paradis, Marseille.

VITTECOQ, Dessinateur, 44, rue Nationale, Rosendaël (Nord).

VIVET, Ingénieur civil des Constructions navales (S. P.), Saint-Nazaire.

VOILLAUME (G.), Ingénieur des Chantiers et Ateliers de Saint-Nazaire (Penhoët), 123, rue Ville-ès-Martin, Saint-Nazaire.

VOISIN (E.), Capitaine au long cours, 11, boulevard Malesherbes, Paris, 8e.

WAHL, Ingénieur en chef de la Marine, Ministère des Colonies, Paris, 8e.

WETHERBEE, Ingénieur civil des Constructions navales, Bath Shipbuilding C°, Bath (États-Unis).

WIDMANN, Directeur général de la Société des Forges et Chantiers de la Méditerranée, 1, rue Vignon, Paris, 8e.

WIDMANN (Georges), Ingénieur de la Société des Générateurs Belleville, 135, boulevard Haussmann, Paris, 8e.

WILKINSON, Inspecteur en chef du Bureau Veritas, 17, Cheeseborough Building, 17, State street, New-York.

WILLIAMS, Armateur, Administrateur délégué de la Compagnie d'armements et de constructions navales, 50, boulevard Haussmann, Paris, 9e.

WOODWARD, Ingénieur de la Marine des États-Unis, Bureau of Construction and Repair, Navy Department, Washington.

YARROW, Constructeur, Isle of Dogs, Poplar, Londres.

YOUNG, Ingénieur du Bureau Veritas, 155, Fenchurch street, Londres.

ZIEGEL, Ingénieur de la Marine, Ingénieur en chef des Chantiers et Ateliers de Provence, 40, chemin de la Madrague, Marseille.

ZIEZE, Ingénieur propriétaire des Chantiers Schichau, Elbing, Allemagne.

NOTA. — Les membres de l'Association sont priés d'indiquer au Secrétaire général les erreurs ou omissions, ainsi que toute modification à apporter aux titres et adresses.

QUINZIÈME SESSION

DE

L'ASSOCIATION TECHNIQUE MARITIME

3 ET 4 MAI 1904.

La quinzième Assemblée générale des membres de l'Association technique maritime a eu lieu à l'Hôtel de la Société des Ingénieurs civils de France, 19, rue Blanche, à Paris.

SÉANCES DU 3 MAI 1904.

Séance du matin.

PRÉSIDENCE DE MM. NORMAND ET DAYMARD.

La séance est ouverte à $9^h 45^m$.

Sur l'invitation du Président, le SECRÉTAIRE-ADJOINT, en remplacement de M. le Trésorier empêché, donne lecture du compte rendu de la situation financière, et les comptes sont approuvés.

État des recettes et des dépenses en 1903.

ASSOCIATION.

Recettes.

		fr	fr
Solde de l'exercice 1902.	En caisse	1092,65	3688,28
	Crédit Lyonnais	2595,63	
Cotisations des membres adhérents.	1900	30,00	9820.00
	1901	30,00	
	1902	300,00	
	1903	9000,00	
	1904	60,00	
	Payement unique d'un souscripteur perpétuel.	400,00	
Vente de *Bulletins de l'Association*			2236,00
Produit des Annonces publiées dans l'*Annuaire*			200,00
Intérêts.	7 obligations P.-L.-M. fusion 3 pour 100	100,80	773,35
	Rente 3 pour 100 amortissable	649,45	
	Crédit Lyonnais	23,10	
			16717,63

Dépenses.

	fr
Loyer et gratification	650,00
Note de M. Gauthier-Villars (*Bulletin* n° 14)	7051,35
Imprimés divers	104,35
Affranchissements, ports de lettres, frais divers	621,75
Allocation aux dessinateurs, expéditeur et garçons du Bureau Veritas	250,00
Frais relatifs à la session de 1903	110,00
» au dîner de 1903	77,20
Assurance	27,30
Achat de 105fr de rente 3 pour 100 amortissable	3485,85
Frais financiers, Crédit Lyonnais	7,80
	12385,60

Solde à reporter à l'exercice 1904.	En caisse	1308,05	4332,03
	Crédit Lyonnais	3023,98	
	Total égal aux recettes		16717,63

FONDATION CANET.

Recettes.

	fr
Solde de l'exercice 1902	602,37
Arrérages, rente 3 pour 100	400,00
Intérêts des arrérages	2,00
	1004,37

Dépenses.

	fr
Bourse de voyage attribuée à M. Bassetti	1000,00
Solde à reporter à l'exercice 1904	4,37
Total égal aux recettes	1004,37

RÉSUMÉ.

Le capital de l'Association s'élève aux chiffres suivants :

		fr
Solde au 31 décembre 1903		4332,03
Valeurs en dépôt au Crédit Lyonnais	7 obligations P.-L.-M. fusion 3 pour 100, au cours du 31 décembre	3185,00
	675fr de rente amortissable au cours du 31 décembre	22162,50
		29679,53
Le capital de la fondation Canet est constitué par 400fr de rente 3 pour 100 perpétuel, au cours du 31 décembre		12946,60

Il est procédé au vote sur l'adoption de nouveaux statuts, dont le texte a été préalablement communiqué à tous les membres.

Les nouveaux statuts sont adoptés à l'unanimité des membres présents.

M. le PRÉSIDENT ouvre alors le scrutin pour l'élection du Conseil pour l'année 1905.

Les résultats suivants sont proclamés.

Sont élus :

Président : M. DAYMARD.

Vice-Présidents :
M. BERTIN.
M. BIENAYMÉ.
M. BORDES (ADOLPHE).
M. MENIER (HENRI).
M. NORMAND.
M. WIDMANN.

Membres :
M. BARGUILLET.
M. CARIÉ.
M. DE CHASSELOUP-LAUBAT.
M. DOYÈRE.
M. GUYOU.
M. HUIN.
M. LECLERT.
M. MENIER (GASTON).
M. NOEL.
M. PIAUD.
M. POLLARD.
M. RUEFF.

Secrétaire général :	M. Hauser.
Secrétaire :	M. Turgan.
Secrétaire-adjoint :	M. Patry.
Trésorier :	M. Borja de Mozota.

M. Normand cède le fauteuil de la Présidence à M. Daymard, qui prononce l'allocution suivante :

« Messieurs et chers Collègues,

» J'avais toujours pensé que le successeur désigné pour remplacer le regretté M. de Bussy à la tête de notre Association, était l'homme éminent qui vient de quitter ce fauteuil.

» M. Normand est notre Vice-Président depuis la fondation de la Société, et à ce titre se joignaient ceux de sa grande valeur personnelle, de ses nombreux travaux, de ses heureuses innovations dans l'art de l'Ingénieur naval, des éclatants succès obtenus par les types de torpilleurs dont il a dessiné coques, machines et chaudières, et qui l'ont rendu célèbre dans le monde entier.

» Aussi, dès qu'il a pu être question de remplacement de M. de Bussy, ai-je, pour mon compte, mis en avant le nom de M. Normand. Mais alors se sont élevées de sa part toute une série d'objections.

» Je me suis efforcé de les réfuter, et j'espérais encore y réussir à la réunion de notre Bureau le 12 avril dernier. Je n'y suis point parvenu, et M. Normand a prié le Bureau, en invoquant des raisons en vérité trop bienveillantes pour moi, de me proposer à l'Assemblée générale pour remplir les fonctions de Président. Tous les membres présents s'étant joints à lui pour me demander d'accepter, j'aurais eu mauvaise grâce dans ces conditions à répondre par un refus.

» L'approbation unanime que l'Assemblée générale vient de donner à la proposition du Bureau ne peut que m'encourager.

» Je vous remercie cordialement, Messieurs et chers Collègues, du grand honneur que vous me faites.

» Si les fonctions de Président n'avaient eu que le côté honorifique, je ne les aurais point acceptées; mais elles comportent aussi des charges et des devoirs, et cette considération me décide. Il reste encore beaucoup à faire pour améliorer et développer notre Association, pour l'amener à remplir plus complètement le but supérieur pour lequel elle a été fondée, rendre des services à la communauté maritime, et par suite aux intérêts généraux du pays.

» Je m'efforcerai, avec l'aide de votre conseil, désormais associé plus inti-

mement en vertu de nos nouveaux statuts à la direction de la Société, de faire au mieux pour réaliser cet objectif élevé.

» Je n'ai pas eu la présomption de préparer un discours présidentiel ; je ne passerai donc pas en revue, comme c'est la règle, d'ordinaire, les faits maritimes de l'année.

» Je me contenterai de rappeler, et sans en développer les raisons, que l'année 1903 a été à peu près partout, et spécialement en Angleterre comme en France, une période de grande dépression dans les constructions maritimes. La Hollande fait une exception, qui est probablement la seule.

» Mais depuis les derniers mois de l'année 1903, et de plus en plus au courant de la présente année, un regain d'activité se manifeste dans les chantiers du Royaume-Uni.

» Nous ne sommes pas pour le moment aussi favorisés en France, et l'avenir de nos chantiers est assez sombre. La loi d'avril 1902, mutilée par des limitations et des réglementations qui ont faussé l'esprit et les conséquences du projet tel qu'il a été déposé, n'a donné que des résultats éphémères.

» Nous devons toutefois reconnaître qu'il a été fait une tentative énergique pour remédier à un état de choses déplorable à tous égards.

» Sous l'impulsion de quelques hommes dévoués aux industries maritimes, et aux intérêts des populations qu'elles font vivre, le Gouvernement a réuni une Commission extra-parlementaire, dont les travaux activement poussés ont abouti, en ce qui concerne les primes, à un nouveau projet de loi établi sur une autre base que les précédentes.

» Quoique ce projet ne donne pas aux intéressés toutes les satisfactions qu'ils demandaient, nous devons faire cependant des vœux pour que le Gouvernement le présente, et que les Chambres l'adoptent à bref délai comme un minimum de ce qui peut être tenté en faveur de la Marine marchande.

» Les deux faits saillants de l'année en ce qui concerne les appareils moteurs sont : le développement des turbines à vapeur, et l'application plus étendue des machines à explosion à la propulsion des bateaux. D'intéressants mémoires à cet égard vont être lus et discutés aujourd'hui même.

» La Marine de guerre joue en ce moment un rôle bien en relief dans les graves événements qui se déroulent dans l'Extrême-Orient, montrant l'importance des nouveaux engins, et mettant à l'épreuve les combinaisons nouvelles adoptées par les diverses puissances maritimes.

» Ces faits sont pleins d'enseignements, qui ne peuvent encore se dégager convenablement, mais qui ne manqueront pas d'être l'objet d'études approfondies auxquelles notre Association contribuera, et de nous valoir des travaux de quelques-uns d'entre vous pour la prochaine Session.

» Avant de commencer la lecture des mémoires, je serai l'interprète de l'Assemblée en saluant l'éminent Ingénieur Anglais Sir William White, qui a présidé si longtemps et si brillamment à la direction des constructions de la Marine militaire de son pays, et qui, après avoir été à la tête d'établissements aussi importants que la Maison Armstrong, est encore aujourd'hui le conseil de très grands chantiers et des armateurs anglais les plus en vue, tels que la Compagnie Cunard.

» Nous le remercions d'avoir traversé la Manche pour se rendre à notre invitation d'assister à la présente Session, et nous le prions de bien vouloir prendre part à nos discussions. » (*Approbation.*)

M. le Président fait donner lecture par le Secrétaire général des noms des vingt-huit personnes, qui, depuis la dernière Assemblée générale, se sont présentées comme membres, et ont été admises provisoirement par le Bureau :

MM.

Arman de Caillavet, Ingénieur naval.
Bochet, Ingénieur de la Maison Sautter et Harlé.
Bourdon (Edouard), Ingénieur-Constructeur.
Capus, Ingénieur des Forges et Chantiers de la Méditerranée.
Cazes, Ingénieur.
Duc Decazes.
Decout-Lacour, Ingénieur-Constructeur.
Delaporte, Ingénieur de la Maison Breguet.
Farrar (Smith-Stuart), Ingénieur de la Marine des États-Unis.
Francou, Administrateur-délégué de la Société des Laminoirs et Tubes d'Hautmont.
Galoppe, Armateur.
Glandaz, Ancien Vice-Président du Yacht-Club.
Halfon, Vice-Président de la Compagnie Générale Transatlantique.
Hersent (Georges), Ingénieur-Constructeur.
Hersent (Jean), Ingénieur des Arts et Manufactures.
Mesnier, Armateur.
Méthieux, Directeur de la Compagnie Française de Navigation et de Construction navale.
Meulemeester (de), Ingénieur.
Pieri (Comte Pompeo).
Quinette de Rochemont, Inspecteur général des Ponts et Chaussées.
Radloff, Directeur de la Société anonyme des Usines Franco-Russes.
Rancelant, Ingénieur civil.
Récopé (Comte), Ancien Ingénieur de la Marine.
Smal, Ingénieur.
Sosnowski, Ingénieur civil, Administrateur-Directeur de la Société de Laval.
Ville (Georges), Ingénieur-Mécanicien.
Vittecoq, Dessinateur.

Tous ces membres sont admis par l'Assemblée générale.

La parole est ensuite donnée par M. le Président aux auteurs des mémoires présentés.

Il est donné lecture des mémoires suivants :

Note sur le travail des matériaux d'acier pour la construction des navires;

Par M. Laubeuf,
Ingénieur en chef de la Marine.

L'auteur passe en revue les précautions prises au début de la construction en acier, et indique les modifications qui pourraient y être apportées. Il se borne aux aciers doux et mi-durs, et, parlant successivement :

1° Du travail des cornières et profilés : il propose de ne pas recuire les barres au-dessous de 6^{mm} d'épaisseur, et de tolérer quelques rectifications au marteau, à froid, après recuit.

2° Du travail des tôles : il propose de ne pas recuire les tôles façonnées au marteau et à la presse, ni celles ayant reçu une faible courbure au marteau, à froid.

3° Du perçage ; il propose de n'exiger un alésage ultérieur que pour les parties sujettes à de grandes déformations.

4° Du cisaillage ; il propose de se dispenser du rabotage ultérieur, sauf dans le cas où les cans doivent être matés.

M. de Maupeou dit qu'il y a une grande différence entre les aciers à 44^{kg} et ceux à 50^{kg}; il faudrait obtenir des aciers à 50^{kg} non fragiles, ce qui est difficile.

M. Coville se demande s'il est vraiment intéressant de se préoccuper à ce point de l'influence du travail, puisque la limite élastique n'est pas changée, et qu'on veut travailler dans cette limite.

M. Lagane conclut que le point important est de ne pas employer d'acier fragile.

M. le Président adresse les remercîments de l'Association à M. Laubeuf pour son intéressant mémoire, et espère voir la Marine s'engager dans cette voie évidemment plus économique.

M. Danis donne lecture de son mémoire.

Détermination des angles de calage des machines à quatre manivelles;

Par M. Danis,
Ingénieur de la Compagnie Générale Transatlantique.

L'auteur étudie le type de machine marine à quatre manivelles, où les cylindres sont répartis en deux groupes, la distance d'axe des cylindres de chaque groupe étant

la même. Il cherche à équilibrer successivement les pièces animées d'un mouvement circulaire, puis celles animées d'un mouvement alternatif. Il cite le calage des machines du *Deutschland,* et montre comment on a résolu le problème pour les machines d'un paquebot actuellement en construction. Il termine en faisant remarquer qu'il y a lieu, dans un paquebot, d'équilibrer avec soin les pièces à mouvement circulaire, car on supprime ainsi les réactions horizontales, dont on n'a guère à se préoccuper sur les navires de guerre.

MM. Normand et Lelong regrettent de n'avoir pas eu en mains d'épreuves, et de n'avoir pu approfondir le mémoire de M. Danis avant la Session.

M. le Président remercie M. Danis de son intéressant mémoire.

M. Brosser donne lecture de son mémoire.

Sens de rotation des machines sur les navires à trois hélices;

Par M. Brosser,
Ingénieur en chef de la Marine.

L'auteur se demande si la règle consistant à faire tourner l'hélice centrale et une hélice latérale dans un sens, l'autre hélice latérale dans l'autre sens, est la bonne. Il considère l'hélice centrale au moment où deux ailes symétriques passent par l'horizontale, et en déduit que la disposition rationnelle (au point de vue du rendement propulsif seulement) serait d'adopter un même sens de rotation pour les trois hélices, et de diminuer le pas de l'hélice centrale.

M. Normand rappelle qu'il a essayé de faire tourner les deux hélices dans le même sens sur un de ses torpilleurs à deux hélices, mais que les résultats n'ont pas été heureux.

M. de Maupeou fait remarquer qu'il faudrait savoir si l'eau est troublée; par suite de la force centrifuge, l'eau s'échappe du côté de moindre résistance; l'hélice centrale fonctionnant un peu comme une hélice sous voûte, il est naturel que l'utilisation soit moins bonne; enfin on obtiendra certainement une bande très appréciable avec trois hélices tournant dans le même sens.

Sir William White fait remarquer que les hélices latérales sont à 3^m au moins sur l'avant de l'hélice centrale.

M. Lelong pense que l'expérience, facile d'ailleurs, doit trancher la question.

M. le Président remercie M. Brosser de son intéressante communication.

M. Laubeuf donne lecture de son mémoire.

Note sur un acier à haute teneur de nickel;

Par M. Laubeuf,
Ingénieur en chef de la Marine.

Les recherches de l'auteur ont porté sur des aciers à haute teneur de nickel (23 à 30 pour 100). L'auteur donne les résultats des essais mécaniques, et indique la manière dont se comporte le métal quand on le travaille à froid, à chaud, au burin, à la lime, etc. Il met en relief les propriétés de conservation de cet acier à la mer, sa résistance à l'action galvanique, et ses propriétés non magnétiques. Il conclut en indiquant la nécessité d'obtenir un acier plus facile à travailler, et d'un prix plus abordable.

Sir William White rappelle qu'on a obtenu en Angleterre, il y a plus de vingt-cinq ans, des tôles donnant 60^{kg} de résistance et 30 pour 100 d'allongement, et qu'on s'est toujours contenté en recette d'essais mécaniques, de choc en particulier, sans définir la composition chimique; on a eu au travail des tôles les difficultés dont parle M. Laubeuf, et l'on a constaté qu'il fallait aléser tous les trous, non les poinçonner. Malheureusement, on n'a jamais pu obtenir de rivets de qualité équivalente.

M. Normand insiste sur cette importance des rivets à haute tension; dans un autre ordre d'idées, il se demande s'il n'y a pas parfois instabilité de l'alliage au nickel; il a fait usage, sur plusieurs de ses chaudières de torpilleurs, de flotteurs en acier au nickel, qui lui sont revenus en morceaux.

M. Pollard rappelle qu'il a constaté ces propriétés sur des tôles de $2^{mm},5$ d'épaisseur; elles étaient fort difficiles à travailler, mais inaltérables et amagnétiques. Il demande si l'on a essayé des tubes en acier au nickel.

M. Turgan a essayé ces tubes sur une chaudière de son système, et la production de vapeur en a considérablement souffert; ces tubes lui semblent mauvais conducteurs de la chaleur.

M. Hart a essayé également ces tubes à 27 pour 100 de nickel sur des chaudières d'Allest, pour la rangée inférieure à 30^{cm} de la grille; leur durée maximum a été 38 jours; il se produisait des fentes.

M. Pollard dit que les propriétés varient très rapidement avec la proportion de nickel, quand celle-ci est voisine de 25 pour 100.

M. le Président remercie M. Laubeuf de son intéressante communication.

La séance est levée à midi.

Séance de l'après-midi.

PRÉSIDENCE DE M. DAYMARD.

La séance est ouverte à $2^h 15^m$.

M. HART donne lecture de son mémoire.

Le paquebot à turbines The Queen;

Par M. HART,
Ingénieur attaché au Service maritime du Chemin de fer du Nord.

L'auteur décrit le paquebot, ses aménagements, sa machinerie et ses appareils auxiliaires; il indique les résultats obtenus, augmentation de la vitesse de marche, réduction de la consommation de charbon, et réduction de personnel; il compare *The Queen* au point de vue solidité, qualités nautiques, coefficients d'acuité, etc., aux paquebots similaires, et conclut que cette construction fait honneur à la maison Denny frères de Dumbarton.

Sir WILLIAM WHITE, qui a traversé la Manche la veille sur *The Queen,* rappelle que c'est le premier bateau à hélices faisant ce service; il a observé que les superstructures sont en effet très développées, et qu'il en résulte une bande très appréciable. Parlant de la hauteur métacentrique, il la déclare supérieure à celle de beaucoup de paquebots transatlantiques; le roulis est toutefois assez fort, mais sans les chocs désagréables des bateaux à roues; le tangage est certainement très important, mais il faut se rappeler que ces bateaux ont 10^m de moins que le *Nord,* par exemple, et filent deux nœuds de plus.

Sir WILLIAM WHITE ajoute qu'il est tout naturel, étant donnés les énormes avantages des turbines aux grandes vitesses, de les préférer aux machines à pistons; lui-même vient de se décider pour l'adoption des turbines sur les grands paquebots Cunard. Il fait remarquer que Parsons a encore accompli un progrès en passant des 8000^{chx} du *Viper* aux 10000 de *The Queen,* et en abaissant le nombre de tours à 700.

M. POLLARD, parlant du bateau postérieur le *Brighton,* dit que la bande a disparu, mais que les difficultés d'accostage sont très grandes.

M. NORMAND, parlant de la marche en arrière, dit que la question n'est pas

d'avoir des turbines R de même puissance que les turbines A, mais d'avoir une surface propulsive suffisante; ce sont les hélices qui arrêtent le bateau.

M. Maugas confirme cette manière de voir par les expériences faites sur les canots électriques du port de Toulon.

Sir William White, parlant des retards dus à l'accostage, dit qu'il y a là une question personnelle du capitaine, que le temps lui a sans doute manqué pour avoir en main son navire.

M. de Maupeou demande si la grande vitesse s'obtient vite.

M. Hart répond que l'expérience n'a pas été faite à cause des conditions particulières de sortie des ports.

M. le Président remercie M. Hart de son intéressante communication.

MM. Georges Ville et Alphonse Tellier donnent lecture de leurs mémoires.

Emploi des moteurs à explosion pour la propulsion des navires;

Par M. Georges Ville.

L'auteur divise les moteurs pour la propulsion des navires en quatre types répondant aux besoins suivants : 1° canots, vedettes, etc.; 2° bateaux de mer de moyen tonnage, bateaux de pêche, yachts; 3° chalands; 4° torpilleurs et submersibles. Il passe en revue les différents types, et indique la manière dont ils pourront être réalisés.

Note sur les canots automobiles à grande vitesse;

Par M. Alphonse Tellier,
Ingénieur civil.

L'auteur donne les principales caractéristiques des divers bateaux de course dessinés par lui : *Lutèce, la Rapée II, la Rapée III, Princesse Élisabeth* et *Titan II*, ces deux derniers identiques entre eux; il indique les principales difficultés avec lesquelles on se trouve aux prises tant de la part du moteur fonctionnant incliné, que de la part de la coque, et les caractéristiques d'hélice qui lui ont toujours réussi.

M. de Maupeou demande comment se mesurait la puissance des moteurs employés.

M. Tellier répond que tous ces moteurs ont été essayés avec une dynamo.

M. Henri Menier demande quel était le carburant employé; parlant des incendies possibles sur mer, il déclare l'essence très dangereuse.

M. Tellier répond que les dangers d'incendie avec l'essence sont très faibles quand la canalisation a été étudiée avec soin, et que l'on emploie la brasure.

M. Turgan rappelle qu'en Danemark il y a plus de 800 bateaux de pêche marchant au pétrole lampant, avec moteurs de 4^{chx} à 30^{chx}; en Hollande, on a encore simplifié la question en employant des moteurs sans soupapes ni allumage.

M. Maugas fait remarquer que les hélices de M. Tellier sont celles auxquelles on doit normalement arriver en tenant compte du nombre de tours; la rapidité de l'arrêt s'explique par l'énorme surface propulsive par rapport à la surface de maître couple immergée.

Sir William White rappelle qu'en Angleterre on s'est beaucoup occupé, en particulier MM. Thornycroft et Yarrow, des moteurs à pétrole, vu l'économie de poids énorme qui en résulte; il y a lieu d'étudier les formes convenables sur modèles; il ajoute qu'on a mis jusqu'à 200^{chx} sur un arbre. Il se déclare émerveillé des renseignements fournis si libéralement par M. Tellier.

M. le Président remercie MM. Georges Ville et Tellier de leurs intéressantes communications.

M. de Meulemeester donne lecture de son mémoire.

Étude sur la transmission des sons émis dans l'eau, et son application à un système de signal maritime sous-marin;

Par M. Émile de Meulemeester.

L'auteur se base sur les expériences de Colladon et Sturm de 1827 relatives à la transmission des sons dans l'eau; il a inventé un appareil consistant en une série de cornets formant appareil récepteur, pour recueillir les sons émis dans l'eau, et les transmettre à un appareil indicateur de la direction d'où vient le son. L'auteur montre que l'on pourra ainsi éviter les collisions causées par le brouillard, signaler l'entrée des ports et localiser la situation des bouées au voisinage des écueils ou des côtes.

M. Normand fait remarquer que la grande difficulté sera de fixer les appareils récepteurs du son sur la coque d'une façon certaine.

M. de Meulemeester remercie M. Normand de l'objection qu'il soulève, mais croit avoir trouvé le moyen de résoudre la difficulté.

M. le Président remercie M. de Meulemeester de son intéressante communication.

La séance est levée à 6^h.

SÉANCES DU 4 MAI.

Séance du matin.

PRÉSIDENCE DE MM. DAYMARD ET BERTIN.

La séance est ouverte à $9^h 45^m$.

M. LELONG donne lecture de son mémoire.

Étude sur les vibrations des navires;

Par M. LELONG,
Ingénieur principal de la Marine.

L'auteur se propose, non d'aborder le problème général, mais d'approfondir quelques points : nature de la loi d'amortissement, influence de la rigidité des carlingages et effets dus aux hélices.

Analysant les forces d'inertie des machines, l'auteur examine successivement l'influence de l'irrégularité du mouvement de rotation, des résistances passives, de la rigidité du plan de pose, des harmoniques successifs de la coque. Il calcule le déplacement de la machine par rapport à la coque, l'énergie absorbée par les vibrations et compare les forces et les moments du premier et du deuxième ordre. L'auteur indique les éléments dont on dispose pour l'équilibrage des machines, calage des manivelles, addition de contrepoids, etc., et montre qu'on ne peut obtenir l'équilibrage complet quand on ne veut atteler que deux ou trois manivelles sur le même arbre. Parlant des vibrations dues aux hélices, l'auteur montre qu'il est bon de donner quatre ailes aux hélices centrales, et d'incurver les ailes de manière à régulariser l'action de l'eau.

M. BOCHET fait remarquer que dans les turbines on élimine les variations dues au couple moteur; il reste donc seulement les variations dues aux hélices.

M. LAUBEUF présente quelques observations tirées uniquement de la pratique sur certaines causes qui peuvent favoriser la production de fortes vibrations.

1° La coque, dans le compartiment des machines, est très rigide; il y a généralement des lisses supplémentaires sous les bâtis, mais une partie des lisses s'arrête aux cloisons extrêmes des machines, et la coque présente une diminution de rigidité à partir de ces cloisons; il y aurait intérêt à ne pas diminuer ainsi trop brusquement la solidité longitudinale.

2° La position des machines dans le bâtiment est fort importante; M. Lelong a attribué aux différences de carlingage la différence de vibration constatée entre le *Galilée* et le *d'Estrées;* M. Laubeuf croit que l'on peut attribuer une partie de cette différence à la position des machines; elles sont dans le même plan transversal sur le *Galilée,* tandis qu'elles sont en quinconce sur le *d'Estrées.* Un autre exemple est à citer pour des croiseurs à trois hélices de même tonnage, dont l'un avait ses trois machines dans le même plan, et l'autre la machine centrale en arrière des deux autres; ce dernier a donné des vibrations incomparablement plus fortes que le premier.

3° Pour les vibrations dues aux hélices, il y a un effet très important dû à la dissymétrie des ailes; M. Laubeuf a eu l'exemple d'un bateau mû par moteur électrique, c'est-à-dire avec un couple moteur constant, qui vibrait sensiblement. La vérification de l'hélice fit reconnaître qu'une des ailes avait un pas notablement supérieur à celui des deux autres; la rectification de cette aile fit disparaître les vibrations.

M. de Maupeou donne comme exemple de vibrations exceptionnelles un bateau anglais à machine horizontale et l'*Hirondelle.*

M. Huin ajoute que dans ce dernier bateau on percevait des vibrations de 30^{cm} d'amplitude à 80 tours, et plus rien à 130, allure maximum.

M. de Maupeou signale un appareil de M. Rabut, fait pour les ponts, et donnant l'allongement des pièces vibrant au passage des trains.

M. le Président remercie M. Lelong de son intéressante communication.

M. Brosser donne lecture de son mémoire.

Contribution à l'étude de la cavitation des hélices;

Par M. Brosser,
Ingénieur en chef de la Marine.

L'auteur applique l'expérience du plan mince et la théorie de l'angle d'attaque au calcul de la vitesse de remplacement de l'eau derrière l'élément extrême d'une aile d'hélice pour combler le vide laissé par cet élément; comparant cette vitesse à la vitesse maximum que prendrait l'eau dans le vide, il en déduit : 1° la valeur de la vitesse circonférentielle limite, admissible dans les divers cas; 2° qu'il y a lieu dans les torpilleurs à grande vitesse de forcer le rapport du pas au diamètre; 3° que la cavitation se produit d'autant plus tôt que l'angle d'attaque est plus grand (remorquage, etc.).

M. Ravier fait remarquer que, si l'on fait dans la formule de M. Brosser :

$i = 0$, on peut augmenter la vitesse permise, donc augmenter la surface propulsive, ce qui pourra servir à arrêter le bateau.

M. Danis dit que M. Parsons agit ainsi; ses hélices ont le pas décroissant aux extrémités des ailes.

M. Normand rappelle que l'on a proposé successivement de prendre la surface propulsive proportionnelle à $\frac{F}{V}$, $\frac{F}{V^2}$, $\frac{F}{V^3}$: il ne voit pas comment la cavitation a rapport avec la vitesse des ailes; trois ou quatre croiseurs anglais, du type *Blake, Léviathan,* ne différaient que par le pas et le nombre de tours; il y a eu cavitation au même point à $22^n,5$; on a augmenté la surface propulsive sur l'un d'eux, et obtenu 24^n; la règle ancienne $\left(\text{surf. prop. à } \frac{F}{V^3}\right)$ n'est pas exacte, celle de Thornycroft $\left(\text{surf. prop. à } \frac{F}{V}\right)$ non plus; l'intermédiaire, donnée par lui-même, paraît plus près de la vérité.

M. Bertin recommande de voir si c'est la surface propulsive ou la vitesse circonférentielle qu'il convient de calculer.

M. le Président remercie M. Brosser de son intéressante communication.

M. Daymard donne lecture de son mémoire.

Étude géométrique sur diverses surfaces propulsives par rotation, comparées à l'hélicoïde gauche ordinaire;

Par M. V. Daymard,
Ancien Ingénieur de la Marine.

L'auteur rappelle les nouvelles conditions de travail des hélices eu égard aux grands nombres de tours faits par les moteurs, turbines ou moteurs à pétrole. Il passe en revue les propulseurs genre paraboloïde hyperbolique, genre plan oblique, genre surface conique à base d'hélice, et indique les différentes propriétés géométriques et analytiques de ces surfaces comparées à la surface hélicoïde gauche ordinaire.

M. Bertin, Vice-Président, remercie M. Daymard de son intéressante communication.

La séance est levée à midi.

Séance de l'après-midi.

PRÉSIDENCE DE M. DAYMARD.

La séance est ouverte à $4^h 30^m$, après une visite au pont de Suresnes pour voir évoluer *La Rapée III*, le racer de M. Tellier, que ce dernier a bien voulu faire marcher devant les Membres de l'Association.

M. DE MAUPEOU donne lecture de son mémoire.

Déformation des solides sous l'action de forces parallèles;

Par le Comte DE MAUPEOU D'ABLEIGES,
Directeur du Génie maritime.

L'auteur rappelle les propriétés essentielles de la matière, et les principaux caractères des trois états sous lesquels elle se présente. Il se propose d'étudier le cas où un cube ou un prisme est soumis dans un seul sens à des forces extérieures, parallèles entre elles, et perpendiculaires aux bases, sur lesquelles elles sont uniformément réparties, et, dans ce but, résume les phénomènes que l'on observe quand les forces vont croissant progressivement par degrés insensibles; les déformations sont d'abord élastiques, puis il y a écrouissage et enfin rupture; l'auteur indique le rôle de la cohésion, étudie dans quelles conditions le glissement peut se produire à l'intérieur de la masse. Passant aux déformations dynamiques, il étudie de la même façon le cas d'un cylindre de longueur illimitée, puis celui d'un cylindre de longueur finie. Il montre enfin comment les déformations des solides, élastiques ou permanentes, sont souvent employées à la mesure des forces parallèles qui les ont produites, décrit des appareils des deux sortes, et termine en rappelant la note de M. Vieille, indiquant dans quelles conditions un manomètre à déformation donne en pratique des indications comparables à celles de sa table de tarage statique.

M. le PRÉSIDENT remercie M. de Maupeou de son intéressante communication.

Le SECRÉTAIRE-ADJOINT donne lecture du mémoire de M. Stromeyer.

Sur la difficulté de combiner le rendement économique des chaudières avec leur sécurité de fonctionnement;

Par M. C.-E. STROMEYER,
Ingénieur en chef de la *Manchester Steam Users Association.*

L'éminent spécialiste anglais se propose de déterminer les températures que l'on peut atteindre dans une chaudière, en supposant un charbon de composition déterminée, et des

conditions de combustion variables, avec manque d'air, quantité d'air juste nécessaire pour la combustion parfaite, et excès d'air; il estime les pertes de chaleur et le rendement de la chaudière dans ces divers cas, et montre que la combustion parfaite correspond à une élévation de température inadmissible; il indique les avantages que l'on retire de l'admission d'un excès d'air chauffé, et démontre que les chaudières à tubes d'eau se prêtent mal, au rebours des chaudières cylindriques, à une nouvelle combustion des gaz prématurément venus au contact des tubes. Examinant l'influence des hautes températures sur le fonctionnement des chaudières, il rappelle qu'il y a une différence sensible de température entre le foyer et la masse de l'eau, et une plus grande encore entre l'eau circulant dans un tube et les parois de ce tube, ce qui explique les nombreuses avaries des chaudières à tubes d'eau. Il se demande, en guise de conclusion, s'il faut se résigner à un rendement peu économique avec un excès d'air et un encombrement excessif, et s'il n'y a pas plutôt lieu de chercher à donner aux tôles de chaudière un plus grand effet refroidissant.

M. le Président adresse ses remercîments à M. Stromeyer pour l'envoi de l'intéressant travail qu'il a bien voulu préparer pour l'Association, et regrette qu'il n'ait pu être présent à notre session.

Le Secrétaire-Adjoint donne lecture du mémoire de MM. Lefeuvre et Paillotte.

Étude graphique du coup d'aviron en canoë;
Par MM. les Drs Lefeuvre et Paillotte.

Les auteurs ont appliqué les procédés du professeur Marey à l'étude du coup d'aviron en canoë; ils emploient dans ce but cinq appareils : 1° un appareil explorateur de la vitesse du bateau; 2° un appareil explorateur des mouvements du banc à coulisse; 3° un système dynamographique pour l'aviron droit; 4° un système dynamographique pour l'aviron gauche; 5° une barre de pieds dynamographique, avec cinq enregistreurs. Après avoir décrit les appareils, les auteurs analysent les différents tracés obtenus, étudient les différents types de nage d'après les tracés fournis, et montrent comment les tracés permettent de se rendre compte des défauts des rameurs.

M. le Président adresse ses remercîments à MM. les Drs Lefeuvre et Paillotte pour la part qu'ils ont bien voulu prendre aux travaux de l'Association.

Le Secrétaire-Adjoint donne lecture du mémoire de M. Van Meerten.

Études hydrodynamiques. Application à la théorie de la Source et du Puits. Extension à trois dimensions,

Par M. van Meerten,
Ingénieur en chef de la Marine Néerlandaise, en retraite.

L'auteur revient sur un point développé d'une façon inexacte l'année dernière; il rappelle la théorie de Maxwell, dont il donne le résumé, et assimile l'afflux d'eau

à l'avant du navire à une source qui jaillirait à l'avant, et la dépression qui se produit à l'arrière à un puits qui absorberait l'eau. Il établit la trajectoire que suivent les filets d'eau dans certains cas simples, cas d'une mer de profondeur infinie, d'une mer de profondeur finie, d'une fissure, d'un fleuve avec ses divers affluents.

M. le Président adresse à M. Van Meerten tous les remercîments de l'Association, aux travaux de laquelle, de loin, il prend part avec tant d'assiduité.

La séance est levée à 6^{h}.

NOTE

SUR

LE TRAVAIL DES MATÉRIAUX D'ACIER

POUR LA CONSTRUCTION DES NAVIRES,

PAR M. LAUBEUF,
Ingénieur en chef de la Marine.

Lorsque l'emploi de l'acier s'est généralisé pour la construction des navires, ce métal était loin d'être fabriqué avec l'homogénéité qu'il possède aujourd'hui. Aussi on a alors été dans l'obligation de prendre dans le travail des matériaux d'acier des précautions très sérieuses.

Au fur et à mesure que la fabrication s'améliorait, et que l'expérience acquise du travail de l'acier devenait plus grande, on a pu s'écarter de plus en plus des sévères prescriptions du début.

Nous croyons par suite qu'il est utile aujourd'hui de discuter les précautions à prendre dans l'état actuel de la fabrication et des modes de travail.

Tout ce qui va suivre se rapporte aux aciers actuellement employés dans la construction courante, c'est-à-dire aux aciers doux et aux aciers mi-durs ayant 50^{kg} de résistance (1) à la rupture, et non aux aciers spéciaux, ou à haute résistance.

Nous allons examiner successivement les précautions prises au début de la construction en acier (1886), en indiquant les modifications que nous proposons de leur apporter; nous donnerons ensuite un projet de rédaction d'Instruction pour le travail des matériaux d'acier employés dans la construction des coques.

(1) Les aciers satisfont aux conditions de recette suivante :

Charge de rupture, 48^{kg} à 53^{kg}.

Allongement moyen sur 200^{mm}, 21 pour 100 pour les tôles de 6 et au-dessus.

Pliage à froid à un diamètre intérieur égal à 3 fois l'épaisseur.

Pliage après trempe à un rayon intérieur égal à 3 fois l'épaisseur pour les tôles, 3 fois et demie pour les profilés.

1° Travail des cornières et fers profilés.

Précautions prises anciennement.

1. *Toutes les barres profilées qui, dans la charpente des constructions, travaillent dans le sens de leur longueur, telles que membrures, lisses, barrots, bauquières, gouttières, hiloires, carlingues, montants de cloisons, seront recuites au rouge cerise, et refroidies lentement à l'abri des circonstances qui produiraient en certains points une chute de température plus rapide qu'en d'autres.*

Observations.

Ce paragraphe indique un recuit, pour *toutes* les barres travaillant dans le sens de leur longueur, à leur arrivée au chantier. Ce recuit avait pour but de faire disparaître des tensions intérieures pouvant exister à l'arrivée au port, dans des barres de métal peu homogène, et parfois laminé à température trop basse, ce qui donne un écrouissage élevant sa résistance et diminuant son allongement.

Une expérience de Fairbairn faite sur une cornière a donné les résultats suivants :

Laminage à chaud.....	$R = 42^{kg}$	$A = 21$ pour 100 (sur 250^{mm})
Laminage à froid.....	$R = 62^{kg}$	$A = 7{,}8$ pour 100 (sur 250^{mm})

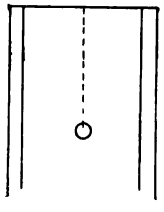
Aujourd'hui, avec le métal livré par les usines métallurgiques, on peut supprimer ce recuit préalable pour toutes les barres, sauf les plus grosses.

On a en effet constaté fréquemment que les gros fers en I ou en [(barrots des ponts blindés) ont des tensions internes.

On le voit lorsqu'on les fend pour former la courbe d'attache à la membrure.

Une fois le trait de scie donné, la barre s'ouvre. Il y a donc lieu de main-

Fig. 1.



tenir le recuit préalable seulement pour les barres profilées dont l'une des dimensions transversales est égale ou supérieure à 250^{mm} [1].

---

[1] Il y aurait d'ailleurs à examiner si les essais de recette actuellement imposés par la

§ 2. *Pour les pièces travaillées au marteau à chaud ou à froid, et pour les pièces travaillées à la presse, dont la déformation n'a pas été obtenue d'une manière progressive et continue, ce recuit devra être fait après qu'elles seront complètement façonnées ; après le recuit elles ne devront plus subir aucun martelage, et les rectifications qui seraient reconnues nécessaires devront se faire à la presse avec les précautions convenables.*

Ces précautions sont à maintenir en grande partie. Il est à signaler que le martelage le plus dangereux n'est ni le martelage à chaud, à bonne température, ni le martelage à froid, mais bien le travail exécuté alors que la température de la barre continuant à baisser tombe au rouge sombre ; l'écrouissage devient alors très énergique. Il est très difficile d'empêcher les ouvriers de continuer à marteler à trop basse température. C'est surtout à cause de cela que le recuit est indispensable, et doit être exigé. Il faut toutefois remarquer que le recuit déforme souvent d'une manière sensible des barres cintrées et équerrées. C'est pourquoi nous ne demandons le recuit que pour les barres profilées ayant 6^{mm} d'épaisseur et au-dessus. Les barres d'épaisseur inférieure subissent des déformations trop grandes.

Les rectifications des barres recuites ne sont pas toujours possibles à la presse.

La rectification par martelage à froid nous paraît pouvoir être tolérée.

En effet, une expérience de M. Barba (1) sur une cornière a donné les résultats suivants :

$R = 45^{kg},7$ $A = 24,5$ pour 100 (sur 100^{mm}) état naturel.
$R = 53^{kg},8$ $A = 17$ pour 100 (sur 100^{mm}) après martelage énergique à froid.

On voit que l'écrouissage obtenu par le martelage à froid sur un métal doux est peu considérable, puisqu'on a encore 17 pour 100 d'allongement, soit une perte de 30 pour 100 environ ; le chiffre de 25 à 33 pour 100 de perte est aussi donné par M. Considère (2) pour des aciers doux. Nous avons fait également

---

Marine (traction à froid, pliage à froid avant et après trempe) ne devraient pas être modifiés ; peut-être y aurait-il lieu de les remplacer par des épreuves décelant mieux les défauts de structure interne, tels que les essais par chocs sur barreaux entaillés. Nous ne voulons pas ici discuter ce sujet qui nous entraînerait trop loin. Nous renvoyons pour l'étude de cette méthode d'essai aux diverses notes publiées par MM. Auscher, Le Chatelier, Barba, etc.

Voir : *Mémoires de la Société des ingénieurs civils* (Décembre 1898, Avril et Juin 1901).
Bulletin de la Société d'Encouragement (1900-1901-1902).
Commission des méthodes d'essai des materiaux de construction (2e Session 1900).
Congrès de Budapest, 1901.

(1) *Voir* première Session de *la Commission des Méthodes d'essais des matériaux de construction*, t. II (Note de M. Baclé).

(2) Voir *Annales des Ponts et Chaussées*, mois d'Avril 1885 (p. 149).

sur des aciers de fabrication plus récente quelques expériences, qui nous ont donné les résultats suivants :

Barrette de $200^{mm} \times 20 \times 12$ prélevée dans une cornière en acier doux.

3 barrettes à l'état naturel ont donné

$$R = 43^{kg},4 \quad A = 24,8 \text{ pour } 100.$$

3 barrettes martelées à froid sur les deux faces amenées, par un martelage au rayon de courbure de 50^{cm}, puis redressées, ont donné

$$R = 44^{kg},3 \quad A = 20,3 \text{ pour } 100.$$

L'altération est donc assez faible. La perte sur l'allongement serait seulement de 18 pour 100 de l'allongement primitif (Essais faits en 1902 à Toulon)

La perte sur l'acier mi-dur est plus considérable, ainsi qu'il fallait s'y attendre.

Des barrettes analogues aux précédentes ont donné :

État naturel :

$$R = 48^{kg},6 \quad A = 21 \text{ pour } 100.$$

Martelées à froid, courbées au rayon de $0^{m},50$, puis redressées au marteau :

$$R = 50^{kg},9 \quad A = 10 \text{ pour } 100.$$

La perte sur l'allongement est donc de 42 pour 100 pour l'acier mi-dur.

Il faut remarquer que pour les deux nuances d'acier la charge de rupture et la limite d'élasticité sont augmentées légèrement,

On peut, croyons-nous, admettre les rectifications peu importantes par martelage à froid, surtout pour les aciers doux. Il y a là une question d'appréciation.

III. *Les cornières qui ne travaillent que comme équerres dans les assemblages de tôles tels que : jonctions des lisses et des membrures, des barrots et des élongis, des cloisons longitudinales, tranversales et horizontales entre elles, pourront ne pas être recuites, si elles n'ont pas subi de travail à chaud, ou de martelage à froid, et si rien n'est venu signaler qu'elles ont subi une trempe altérant leurs conditions de résistance.*

Le recuit de toutes ces pièces, dont les dimensions transversales sont peu considérables, est inutile.

2° Travail des tôles.

PRÉCAUTIONS PRISES ANCIENNEMENT.

I. *Les tôles qui seront façonnées au marteau à chaud ou à froid, celles qui recevront un pli brusque et celles qui auraient été chauffées localement à une température élevée, devront être recuites au rouge cerise.*

OBSERVATIONS.

Ce paragraphe est à maintenir en grande partie. On peut admettre comme pli brusque celui pour lequel le rayon intérieur de la tôle est plus petit que 3 fois l'épaisseur.

Il y a à modifier ce qui est relatif aux chauffes locales et au martelage à froid.

En effet, la chauffe locale ne cause par elle-même aucun inconvénient au point de vue de l'altération des qualités du métal.

M. Considère (1) a soumis une tôle d'acier de 35^{mm} d'épaisseur, ce métal donnant 70^{kg} à la rupture, « à une chauffe locale poussée au rouge très vif et aussi brusquement circonscrite que possible. Une fois la tôle refroidie, nous l'avons frappée à coups de masse, poinçonnée et cisaillée en tous sens sans y provoquer de rupture. En outre, des bandes découpées en dedans et en dehors de la partie chauffée ainsi qu'à la limite de la chaude, ont été soumises à un pliage méthodique, et ont donné un égal rayon de courbure et un égal allongement extérieur avant de se rompre.

» Dans une seconde expérience, un morceau de la même tôle a été soumis à une chaude locale identique à la précédente, mais au lieu d'être abandonnée à elle-même pendant le refroidissement, la tôle a subi, dans la partie chauffée, un martelage, qui a été continué, jusqu'au moment où le rouge a disparu. Cette tôle a été ensuite abandonnée jusqu'au refroidissement, puis portée à la cisaille. Dès le premier coup, elle s'est étoilée et brisée dans quatre directions. Les fentes ont pris naissance dans la partie martelée, et se sont prolongées jusqu'à 8^{mm} ou 11^{mm} au delà de ses limites. »

Ces deux expériences établissent bien que la chauffe locale ne produit aucune altération ni dans la partie chauffée, ni dans le voisinage. Les ruptures qui se produisent dans des tôles d'acier façonnées au moyen de chauffes locales sont donc attribuables uniquement au travail mécanique exécuté pendant que la pièce est chaude, et pendant qu'elle refroidit.

Il y a lieu par suite de ne pas faire de distinction pour les tôles chauffées

---

(1) *Annales des Ponts et Chaussées*, Avril 1885, p. 153 et suivantes.

en entier ou localement. Toute tôle travaillée au marteau à chaud devra être recuite. Nous limiterons toutefois ces obligations aux tôles ayant 7^{mm} d'épaisseur et au-dessus, car les tôles d'épaisseur inférieure se déforment facilement par le recuit, et le travail serait à refaire. Pour celles-ci, il y aurait lieu simplement de faire refroidir avec précaution celles qui ont été travaillées à chaud, par exemple en les enterrant dans le sable.

II. *Les tôles courantes du bordé, qui seront formées au rouleau, et ne subissent pas de martelage, les tôles des membrures, des lisses, des plafonds, des carlingues, des hiloires, des cloisons, et en général toutes les tôles non façonnées ne seront pas recuites, à moins que les trous de rivets n'aient été poinçonnés sans alésage subséquent, ou qu'elles ne se trouvent dans un état de trempe altérant leurs conditions de résistance.*

Nous comprendrons dans les tôles à ne pas recuire celles qui sont façonnées au rouleau ou à la presse (sauf le cas de pli brusque dont il est question au § 1), et naturellement toutes celles qui ne sont pas façonnées.

Il ne faut pas cependant croire que l'écrouissage produit par le cintrage au rouleau soit absolument négligeable. Une expérience a été faite à ce sujet par M. Polonceau [1].

Des éprouvettes prises sur une tôle de fer et une tôle d'acier doux ont été essayées : 1° à l'état naturel ; 2° après un cintrage au rouleau ; 3° après un cintrage suivi de redressement et d'un deuxième cintrage à angle droit du premier.

On a ainsi trouvé une augmentation de la limite d'élasticité et de la charge de rupture, et une diminution de l'allongement

		Cintrage simple. Pour 100	Cintrage double. Pour 100.
Augmentation de la limite élastique.	fer.....	9	11
	acier doux.....	7	9
Augmentation de la charge de rupture.	fer.....	5	6
	acier doux.....	2,5	3
Diminution de l'allongement.....	fer.....	3,5	8
	acier doux.....	5	8

Le cintrage au marteau à froid, s'il était limité à de grands rayons de courbure (par exemple la courbure longitudinale des tôles de bordé) ne donnerait guère plus d'effet.

Il résulte en effet d'essais que j'ai fait faire sur une tôle de bordé cintrée à froid au marteau, qu'on a les chiffres suivants (Essai fait à Toulon en 1902)

---

[1] *Commission des méthodes d'essais des matériaux de construction*, t. II, 2e session.

	Rupture.	Allongement pour 100 sur 200mm.	Observations
État naturel.....	49,5	23	Moyenne de 3 barrettes saines.
Cintré et martelé, redressé au marteau, sans recuit....	50,2	21	d°
Cintré et martelé, redressé au marteau avec recuit.....	50	22	d°

La perte sur l'allongement est de 2 pour 100 sans recuit par rapport à l'état naturel, et le recuit ne permet de rattraper que la moitié de cette perte.

Nous pensons donc que, en limitant les rayons de courbure à obtenir par martelage à froid, par exemple à la courbure longitudinale des tôles de bordé, on pourrait aussi classer les tôles martelées à froid dans celles qu'on peut se dispenser de recuire.

3° Perçage.

PRÉCAUTIONS PRISES ANCIENNEMENT.

Les tôles et barres d'acier pourront être percées au poinçon avec alésage de 1mm *tout autour du trou.*

On pourra aussi poinçonner les trous au diamètre définitif, à condition qu'après cette opération les pièces seront recuites au rouge cerise.

OBSERVATIONS.

Nous allons passer maintenant aux deux questions les plus importantes, celles du perçage et du découpage.

On permettait autrefois soit de poinçonner les trous avec alésage de 1mm tout autour du trou, soit de poinçonner au diamètre exact, avec recuit ultérieur de la pièce (tôle ou barre) au rouge cerise.

Nous n'avons pas à rappeler ici les travaux bien connus qui ont démontré la perte de résistance des tôles où sont poinçonnés des trous. Nous renvoyons aux études de MM. Barba, Considère, etc.

Nous dirons tout d'abord que le poinçonnage au diamètre exact détermine non seulement un écrouissage, mais aussi des criqûres à la surface du trou. L'alésage enlève bien ces criqûres, mais le recuit n'a pas d'effet sur elles. Nous pensons donc que, si l'on veut faire disparaître complètement l'effet du poinçonnage, il y a lieu de supprimer la possibilité de poinçonner au diamètre exact en se contentant de recuire ultérieurement au rouge cerise.

En ce qui concerne l'alésage du trou poinçonné, il résulte de diverses expériences que cet alésage ne doit pas être le même dans tous les cas (1).

---

(1) Voir *Annales des Ponts et Chaussées*, Avril 1885. Note de M. Considère, p. 177.

L'altération du poinçonnage dépend fort probablement de l'épaisseur de la tôle. L'alésage d'une épaisseur de 1^{mm} paraît convenable pour les tôles jusqu'à 9^{mm} d'épaisseur au plus ; au-dessus de 10^{mm} il faudrait enlever autour du trou poinçonné une épaisseur croissant avec l'épaisseur de la tôle.

Nous avons fait à ce sujet des essais de traction sur des barrettes de 200^{mm} de longueur, 40^{mm} de largeur et 20^{mm} d'épaisseur prélevées dans la même tôle. Le numéro 1 a été poinçonné à 20^{mm}, le numéro 2 poinçonné à 18^{mm} et alésé à 20^{mm}, le numéro 3 poinçonné à 17^{mm} et alésé à 20^{mm}, le numéro 4 poinçonné à 16^{mm} puis alésé à 20^{mm}, le numéro 5 avait un trou de 20^{mm} entièrement foré.

Chaque résultat est la moyenne de 3 barrettes.

		Charge de rupture.	Allongement pour 100.
N° 1.	P 20	37,9	2,3
» 2.	P 18 A 20	44	3,6
» 3.	P 17 A 20	43,3	4
» 4.	P 16 A 20	44,5	4,3
» 5.	F 20	44,4	4,6

On voit que, sur une tôle de 20^{mm}, l'effet du poinçonnage se fait encore un peu sentir après alésage de 2^{mm}. Il aurait fallu probablement enlever au moins $2^{mm},5$ de matière.

En ce qui concerne les trous poinçonnés au diamètre exact, il nous a paru intéressant de chercher à nous rendre compte de l'effet produit par le rivetage.

En effet, M. Simonot [1] a constaté que les rivets mis à chaud subissaient une sorte de trempe par leur contact avec les tôles froides. Inversement cet échange de chaleur doit donner un recuit à la surface du trou.

Nous avons donc essayé quelques barrettes qui nous ont donné les résultats suivants (Essais exécutés en 1898 au port de Cherbourg) :

Les barrettes avaient 200^{mm} entre repères, 60^{mm} de largeur, 6^{mm} d'épaisseur. Chaque chiffre est la moyenne de 5 essais.

	Limite d'élasticité.	Charge de rupture.	Allongement pour 100.	Observations.
1° Barrettes pleines.....	26,5	41,4	19,4	La largeur de 60^{mm} correspond à un espacement de 5 diamètres environ entre les rivets; espacement très courant dans la construction.
2° Barrettes avec un trou de $12^{mm},5$ foré.....	26,5	34,38	5,7	
3° Barrettes avec un trou de $12^{mm},5$ poinçonné...	26,3	28,56	2,5	
4° Barrettes avec un trou de $12^{mm},5$ poinçonné et rebouché avec un rivet à tête bombée mis à chaud.....	26,7	31,30	3,45	

[1] Voir *Bulletin de l'Association Technique Maritime*, Année 1899.

Pour nous assurer que ce n'était pas la pression de la tête du rivet qui entrait en jeu, nous avons rompu quelques barrettes avec le rivet mis à froid dans le trou poinçonné. Elles ont donné presque exactement les mêmes chiffres que les barrettes poinçonnées sans rivet.

L'allongement mesuré sur les barrettes percées provient presque uniquement de la striction qui se produit par le travers du trou, car les parties pleines ne supportent que des tensions égales ou inférieures à la limite d'élasticité au moment de la rupture. La limite d'élasticité ne change pas, ce qui est d'accord avec ces travaux antérieurs.

La perte sur la charge de rupture est $\frac{34,38 - 28,56}{34,38} = 17$ pour 100 environ pour les barres poinçonnées.

M. Considère, en 1885, avait trouvé 20 pour 100 sur une barre poinçonnée, en acier Martin à 50^{kg}, et 25 pour 100 sur une barre poinçonnée en acier Bessemer à 60^{kg} (barres de 80^{mm} de largeur avec un trou de 30^{mm}).

Ces chiffres concordent bien avec les nôtres.

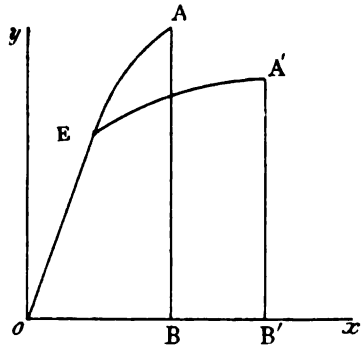
La perte sur la charge de rupture s'abaisse à $\frac{34,38 - 31,30}{34,38} = 9$ pour 100 pour les barres poinçonnées après mise en place à chaud du rivet.

Pour l'allongement de striction, les pertes sont 56 pour 100 dans le premier cas, 40 pour 100 dans le second. Il résulte donc de ces essais que le recuit partiel produit par le rivet mis à chaud atténue l'écrouissage dû au poinçonnage.

D'autre part, des expériences de M. Considère [1] ont prouvé que la résistance au choc est encore plus diminuée que la résistance statique avec les trous poinçonnés.

La diminution d'allongement due au poinçonnage fait ainsi que l'ensemble

Fig. 2.



d'une construction pourra moins se déformer avant rupture, et par suite fournira un travail résistant beaucoup moins grand représenté par l'aire OAB

[1] *Annales des Ponts et Chaussées*, Avril 1885.

pour une construction poinçonnée, par l'aire O A'B' pour une construction où l'effet du poinçonnage a été enlevé.

S'il ne s'agissait que de résistance à la rupture, il ne saurait subsister aucun doute ; il faudrait forer les trous, ou aléser les trous poinçonnés des quantités que nous avons indiquées.

Mais il y a lieu, croyons-nous, de distinguer: le poinçonnage ne change pas sensiblement la limite élastique. Or les joints rivés tiennent par l'adhérence des tôles produite par le serrage des rivets ; de nombreuses expériences, dont les plus complètes sont celles de M. Considère (1), ont été exécutées pour savoir à quel moment commençait le glissement. Pour des rivets en acier extra doux (40^{kg} de résistance à la rupture, 23 pour 100 d'allongement), on a vu que le glissement commençait à se produire pour une traction représentant en moyenne 12^{kg} par millimètre carré de coupe de rivet, pour les rivetages exécutés dans de bonnes conditions.

On cherche à réaliser l'égalité de résistance spécifique entre les rivets travaillant au cisaillement et la tôle travaillant à la traction. On voit donc que l'adhérence du joint est détruite, par suite l'étanchéité et la solidité compromises, bien avant que la charge atteigne la limite d'élasticité *de la tôle*.

Il nous paraît résulter de tout ce qui précède, en ce qui concerne la construction des navires, qu'une distinction est à faire entre les parties de la construction qui, étant exposées à des chocs ou à des déformations considérables, peuvent être appelées à résister à des efforts accidentels (choc de projectiles, échouages), et les autres parties.

Pour les premières, il faut absorber le plus possible de force vive, il faut donc pouvoir supporter des déformations considérables. Là, il faudra proscrire le poinçonnage.

Nous dirons donc :

Pour le bordé de la carène et des œuvres mortes, le vaigrage, les bordés sous cuirasse de la ceinture et des ponts blindés, le pont des gaillards, toutes les membrures, toutes les lisses, les barrots des ponts blindés et du pont des gaillards, les trous devront être forés ou bien poinçonnés avec alésage ultérieur de 1^{mm} à $2^{mm},5$ d'épaisseur suivant l'épaisseur des tôles.

Pour tout le reste de la construction, les trous pourront être poinçonnés directement sans aucune précaution.

4° Cisaillage.

PRÉCAUTIONS PRISES ANCIENNEMENT.

Les bords cisaillés des tôles devront être rabotés ou burinés, de manière à enlever au moins 1^{mm} de matière.

---

(1) *Annales des Ponts et Chaussées*, Janvier 1886.

OBSERVATIONS.

On s'accorde généralement à trouver que le cisaillage altère beaucoup moins gravement les tôles que le poinçonnage. M. Considère [1] constate que sur une bande de 50^{mm} de largeur et de 200^{mm} entre repères le cisaillage ne change pas sensiblement la résistance de rupture, et diminue l'allongement de moitié.

De plus « le pliage que peut subir sans se rompre une bande cisaillée dans une tôle d'acier, qualité coque, s'éloigne peu de 70 à 80 degrés, tandis que celui d'une bande poinçonnée n'est que de 15 à 25 degrés ».

Nous avons fait quelques expériences sur des bandes en acier à 50^{kg} ayant 200^{mm} entre repères, 30^{mm} de largeur, $9^{mm},5$ d'épaisseur.

	Charge de rupture.	Allongement pour 100.
Bande rabotée	49,57	23
Bande cisaillée, sans recuit	52	18
Bande cisaillée, avec recuit	49,6	19

La perte sur l'allongement est de $\frac{23 - 18}{23} = 22$ pour 100 environ, mais il faut remarquer que l'étroitesse de la bande exagère l'effet du cisaillage.

Nous ferons remarquer de plus qu'on se prémunit un peu de ce côté en prenant ordinairement comme distance de la première file de trous au bord de la tôle, au lieu de 1 diamètre et demi, un diamètre et demi augmenté de $1^{mm},5$, 2^{mm} ou $2^{mm},5$. Nous savons bien que la présence au bord de la tôle d'un métal écroui fera rompre la tôle sous une charge inférieure à celle qui causerait la rupture de la même tôle débarrassée de cette bande; mais, d'autre part, la charge limite d'élasticité étant la même dans la partie non écrouie, et plus élevée dans la partie écrouie, la déformation permanente sous une charge totale commencera plus tard, grâce au surcroît de largeur.

Il y a lieu enfin de considérer que pour une partie des tôles, la plus importante, telle que le bordé de carène, on ne peut cisailler directement les joints longitudinaux qui sont courbes, et l'on est obligé de faire suivre d'un rabotage le cisaillage qui approche le trait.

Il est bien entendu d'ailleurs, que toutes les tôles assemblées à franc bord devront être rabotées, ainsi du reste que toutes les tôles, qui doivent être ultérieurement matées, pour obtenir l'étanchéité.

Il est d'ailleurs impossible d'avoir sans cela une exécution soignée.

Nous pensons donc qu'on peut autoriser d'une manière générale le cisail-

---

[1] *Annales des Ponts et Chaussées*, Avril 1885.

lage sans imposer de rabotage ultérieur, sauf pour les tôles qui doivent être matées plus tard afin d'obtenir l'étanchéité.

Conclusion.

Comme conclusion nous proposons la rédaction suivante pour les prescriptions à suivre dans le travail des tôles d'acier pour la construction des coques de navires :

1° Les présentes prescriptions se rapportent aux tôles d'acier doux, de qualité définie par les circulaires de la Marine militaire du 9 février 1885 et 2 septembre 1887 (1), et d'acier mi-dur dont la charge de rupture est de 48^{kg} à 53^{kg}, et l'allongement au moins égal à 21 pour 100 sur 200^{mm} pour les tôles de 6^{mm} et au-dessus, 19 pour 100 pour les tôles de 5^{mm} et 4^{mm}.

2° *Travail des barres profilées.* — *a.* Aucun recuit préalable n'est obligatoire à l'arrivée des matériaux au chantier, sauf pour les barres profilées dont une des dimensions transversales est égale ou supérieure à 250^{mm}.

b. Les pièces travaillées au marteau à chaud ou à froid devront être recuites au rouge cerise après façonnage complet. Ceci ne s'applique qu'aux barres ayant au moins 6^{mm} d'épaisseur.

Les rectifications reconnues nécessaires après recuit devront être faites autant que possible à la presse. On tolérera que les rectifications peu importantes soient faites au marteau à froid après reçuit.

Les barres ayant moins de 6^{mm} d'épaisseur ne seront pas recuites.

3° *Travail des tôles.* — *a.* Aucun recuit préalable n'est obligatoire à l'arrivée des tôles au chantier.

b. Toutes les tôles qui seront façonnées au marteau à chaud, toutes celles qui seront notablement façonnées au marteau à froid, toutes celles qui recevront un pli brusque (rayon intérieur inférieur à trois fois l'épaisseur de la tôle) seront recuites au rouge cerise, lorsqu'elles auront une épaisseur de 7^{mm} et au-dessus.

Les tôles au-dessous de 7^{mm} ne seront pas recuites.

c. Les tôles façonnées au rouleau ou à la presse ne seront pas recuites (sauf le cas de pli brusque).

d. On pourra se dispenser de recuire les tôles qui auront reçu au marteau à froid une faible courbure, telle par exemple que la courbure longitudinale des tôles de bordé.

4° *Perçage.* — *a.* Pour le bordé de carène et le bordé des œuvres mortes,

---

(1) $R = 42^{kg}$ à 47^{kg}, A sur 200^{mm} = 24 à 10 pour 100 suivant l'épaisseur.

le vaigrage, les bordés sous cuirasse de ceinture et de pont, les ponts cuirassés, s'ils sont formés de tôles, le bordé du pont des gaillards, toutes les membrures, toutes les lisses, les barrots des ponts blindés et du pont des gaillards, les trous devront être forés entièrement, ou poinçonnés avec un alésage ultérieur de :

1^{mm}	d'épaisseur pour les tôles de	9 et au-dessous.
$1^{mm},5$	»	10 à 14
2^{mm}	»	15 à 19
$2^{mm},5$	»	20 et au-dessus.

b. Pour tout le reste de la construction, les trous pourront être poinçonnés directement.

5° *Cisaillage.* — Les tôles pourront être cisaillées directement sans rabotage ultérieur, à l'exception de celles dont les rives doivent être plus tard matées pour obtenir l'étanchéité.

NOTE

SUR

UN ACIER A HAUTE TENEUR DE NICKEL,

PAR M. LAUBEUF,
Ingénieur en chef de la Marine.

Les aciers au nickel contenant des quantités variables de ce métal ont déjà donné lieu à des recherches nombreuses.

Je ne veux point parler ici des théories scientifiques sur la constitution des aciers au nickel, et je renvoie pour toutes les études théoriques à la bibliographie, déjà fort importante, qui existe au sujet de ces aciers ([1]).

Je veux seulement attirer l'attention de l'Association sur les propriétés d'un de ces aciers, au point de vue de la pratique de son emploi.

I. — Nature de l'acier employé.

L'acier employé a été de l'acier en tôles de 14^{mm} d'épaisseur. Il est à haute teneur de nickel. Trois analyses ont donné les résultats suivants :

						Impuretés.		
	Fer.	Nickel.	Carbone.	Chrome.	Manganèse.	Silicium.	Phosphore.	Soufre.
1....	72,00	24,200	0,400	2,235	0,940	0,163	0,044	0,024
2....	75,41	21,730	0,378	1,788	0,560	0,093	0,042	0,036
3....	72,40	24,890	0,355	1,490	0,670	0,140	0,023	0,037
Moy..	73,27	23,610	0,378	1,871	0,727	0,132	0,036	0,032

([1]) *Voir* HADFIELD, *Proceedings of Institution of the Civil Engineers*, 1898-1889. — DUMONT, *Recherches sur les propriétés magnétiques des aciers au nickel*, 1899. — Mme CURIE, *Bulletin de la Société d'Encouragement*, janvier 1898. — OSMOND, *Commission des méthodes d'essai des matériaux de construction*. — BOUDOUARD, *Journal of the Iron and Steel Institute*, 1903. — OSMOND, *Comptes rendus de l'Académie des Sciences*, 30 janvier 1899, 19 mars 1902. — CH. GUILLAUME, *Revue générale des Sciences*, 15 et 30 juillet 1903. — OSMOND, *Revue générale des Sciences*, 30 août 1903.

Comme on le sait, les aciers à haute teneur (23 à 30 pour 100) sont, parmi les aciers au nickel, ceux qui ont la résistance de rupture minimum et l'allongement maximum.

II. — Essais mécaniques.

Les essais mécaniques faits sur ce métal ont été les suivants :

(*a*). Essais de traction faits à l'usine sur barrettes de 30^{mm} de largeur, 14^{mm} d'épaisseur, 100^{mm} entre repères.

	Conditions imposées par le marché.	Résultat des essais en travers (moyenne de 7 essais).	Résultat des essais en long (moyenne de 6 essais).
Résistance élastique E.....	22	25,5	26
Charge de rupture R.....	57 à 65	61,44	61,75
Allongement pour 100 A...	35 pour 100	45,1	47,2

Ces essais de traction ont été répétés à l'arsenal sur des barrettes tournées au diamètre de $13^{mm},8$, et prélevées dans des tôles ayant été travaillées à la presse, à chaud.

On a obtenu, sur 100^{mm} entre repères, les résultats moyens suivants, sensiblement les mêmes en travers et en long (moyenne de 4 barrettes) :

Charge de rupture.....	$67^{kg},1$
Allongement.....	33 pour 100

L'appareil dont nous disposons ne permet pas de relever avec exactitude les résistances élastiques. Tout ce qu'on peut dire, c'est qu'elles paraissent avoir augmenté, comme la charge de rupture.

Le travail, quoique exécuté avec de grandes précautions, comme on le verra plus loin, aurait donc augmenté la charge de rupture et diminué l'allongement dans une assez forte proportion.

Comparons les résultats des essais de traction faits en usine avec ceux de l'acier à 60^{kg} de composition ordinaire, employé couramment dans diverses constructions récentes.

Les conditions imposées par les derniers marchés pour cet acier sont :

			Charge de rupture.	Allongement sur 200^{mm}.
Tôles de	7 mm	et 8 mm.....	60 kg	11 pour 100
»	9	et 10.....	60	12 »
»	11	et 12.....	60	13 »
»	13	et 14.....	60	14 »

On voit que tout en tenant compte de ce que l'essai est fait sur éprouvettes de 100^{mm} au lieu de 200^{mm}, l'acier au nickel, avec une charge de rupture sen-

siblement égale, donne un allongement presque double. En effet, en tenant compte de la striction que nous avons mesurée sur les barrettes d'essai [1], l'allongement de l'acier au nickel sur 200^{mm} serait 26,5 pour 100 (après le travail).

En revanche, sa limite d'élasticité est sensiblement moins élevée. Celle de l'acier à 60^{kg} est d'environ 35^{kg}.

Si nous comparons notre acier à 23 pour 100 de nickel aux aciers à 5 pour 100 de nickel, ceux-ci donnent en moyenne : E, 55^{kg} à 60^{kg}; R, 75^{kg} à 90^{kg}; A, 8 à 12 pour 100 sur 100^{mm}.

(*b*). Essai de pliage. — 1° *Pliage à froid à l'état naturel.* — On a fait sur l'acier au nickel 9 pliages à froid, tant dans le sens du travers que dans le sens de la longueur; tous sont allés à bloc facilement.

Pour l'acier à 60^{kg}, on exige le pliage à froid à 180°, avec un diamètre intérieur de l'arrondi égal à 3 fois l'épaisseur.

2° *Pliage à froid après trempe.* — Après trempe à 900° dans de l'eau dont la température est comprise entre 15° et 30°, on a plié l'acier au nickel à bloc.

Dans ces conditions, l'acier à 60^{kg} est plié à 180° avec un diamètre intérieur de l'arrondi égal à 6 fois l'épaisseur.

III. — Travail de l'acier au nickel à la forge.

Il s'agissait de faire des tôles, dont la plus contournée est représentée par la figure 1.

Avant de commencer ce travail difficile, nous nous sommes rendu compte de la manière dont se comportait l'acier au nickel.

Travail à froid. — Le travail à froid au marteau n'est possible que sur des bandes de faible largeur, et ayant des courbures peu prononcées. Il est extrêmement dur. Sur des tôles le marteau rebondit comme sur une enclume. Le travail à froid à la presse n'est également possible qu'avec de faibles courbures, sinon, on crique le métal.

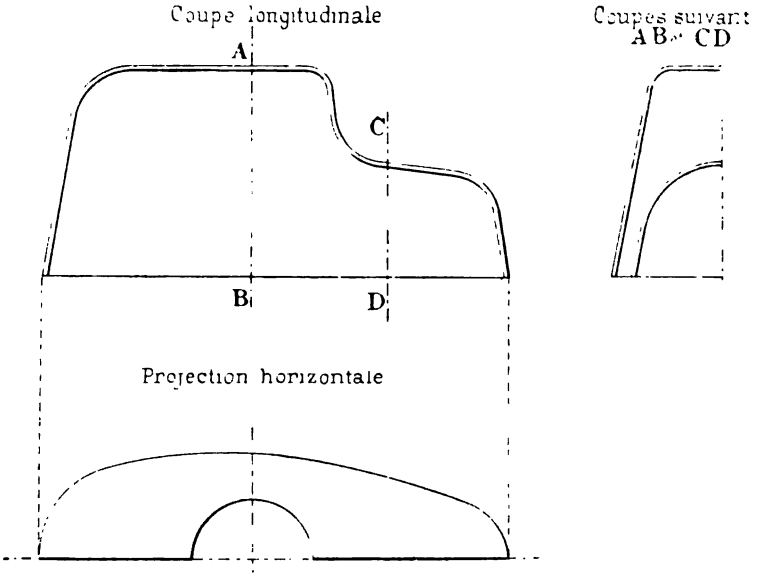
Travail à chaud. — Il nous a été impossible de travailler à chaud au marteau les tôles. Le résultat des essais auxquels nous nous sommes livrés montre que ce métal ne se laisse travailler convenablement que dans des limites de température très rapprochées l'une de l'autre. Trop chaud, on brûle l'acier; trop froid, il se crique aisément. Il faut donc chauffer entièrement au four la tôle à travailler sans dépasser le rouge cerise, et faire le travail rapidement, afin qu'elle ne tombe pas au-dessous de la température con-

---

La striction $\frac{S_1}{S} = 51$ pour 100 en moyenne.

venable. Dans ces conditions, le travail au marteau n'a pu réussir, et nous avons travaillé les tôles uniquement à la presse hydraulique au moyen d'étampes.

Fig. 1.



Le nombre de chaudes a été très variable. Il est à croire que de faibles modifications de composition de métal, ou de faibles différences de température, modifient considérablement sa résistance à l'emboutissage.

Une fois la forme générale obtenue à la grande presse, on avait des plis sur les bords. Ils ont été enlevés par une petite presse, au moyen de chauffes locales, au feu de coke.

Quoiqu'on dise que les tôles en acier au nickel s'adoucissent à la trempe, nous avons remarqué que leur refroidissement à l'air les durcissait, parfois assez peu, d'autres fois très sensiblement. Toutes les tôles ont été recuites au feu de bois au rouge sombre.

Nous n'avons pas pu réussir à souder ensemble deux morceaux d'acier au nickel. Aucun procédé n'a permis d'y arriver. Ceci augmente les difficultés de travail et les risques. Avec l'acier ordinaire, une tôle présentant une fente peut être soudée; avec l'acier au nickel, elle est perdue.

IV. — Travail de l'acier au nickel aux outils.

Au burin, cet acier se travaille à peu près comme l'acier à 60^{kg}. Les copeaux sont plus courts et plus secs. Il faut frapper plus fort.

A la lime, il se travaille comme l'acier fondu servant à la confection des outils (burins, mèches, etc.).

Au poinçon, il est très dur à poinçonner. La débouchure se détache en faisant un bruit sec comme une détonation.

Au foret (mèche américaine), il se perce convenablement, mais il faut avoir des mèches bien affûtées, et l'on est obligé de ralentir leur vitesse. Du moins, avec la qualité de mèches que nous avons, il a fallu se limiter à 55 tours pour des trous de 18. On a remarqué que la matière n'était pas homogène. Elle est plus dure à certains endroits. Un foret a pu percer au maximum 18 trous, tandis que d'autres ont été mis hors d'usage après 2 trous. Les copeaux sont longs et très raides.

A la cisaille, il est dur à cisailler; nous avons dû limiter les coups de cisaille à 10^{cm} de longueur de coupe.

A la raboteuse, il a fallu diminuer la vitesse de l'outil, la ramener au tiers de sa vitesse normale avec l'acier ordinaire à 50^{kg}, et donner peu de serrage. Les copeaux sont courts.

A la scie à ruban, il a fallu diminuer la vitesse de l'outil, et la ramener de 55^{m} à 22^{m}. Il a également fallu diminuer l'avance, qui n'a été en moyenne que de 8^{cm} à l'heure. Enfin il a fallu prendre des scies sans voie, et avec des dents moins aiguës que celles employées pour l'acier ordinaire.

L'emploi de la scie a bien mis en lumière le manque d'homogénéité des tôles après leur emboutissage à chaud. En certains endroits, une lame de scie coupait 40^{cm} à 50^{cm} sans affûtage; en d'autres au bout de 2^{cm} à 3^{cm} la lame était hors d'usage.

En résumé, c'est avec le foret que cet acier se comporte le mieux.

Rivetage. — Nous n'avons pas rivé avec des rivets en acier au nickel. Les tôles d'acier au nickel ont été assemblées avec des rivets en acier doux (44^{kg} à 48^{kg}).

Il n'y a pas de précautions spéciales à prendre pour le rivetage.

Matage. — Le matage se fait bien, mais il est beaucoup plus dur à obtenir qu'avec l'acier ordinaire. Il faut frapper plus fort et plus longtemps.

V. — Conservation de l'acier au nickel.

L'acier à haute teneur de nickel jouit à ce point de vue de propriétés remarquables, qui pourront dans certains cas spéciaux en faire adopter l'emploi.

A l'air. — Il est pratiquement inaltérable à l'air : des fragments cisaillés depuis dix mois ont encore les faces tranchées aussi brillantes qu'au premier jour; des copeaux faits au foret que nous arrosons avec de l'eau de savon, ne présentent aucune rouille depuis 8 mois.

Dans l'eau de mer. — Nous avons fait l'expérience suivante :

Deux morceaux de tôle de 14^{mm}, l'un en acier au nickel, l'autre en acier

mi-dur ordinaire de construction à 50^{kg}, ont été plongés dans l'eau de mer en même temps, au mois de mai 1903. Chaque mois on les a sortis, on les a laissés à l'air pendant 3 ou 4 jours, puis on les a brossés, pesés et remis dans l'eau jusqu'au mois suivant.

Le poids primitif de chaque tôle était de $3^{kg},127$ pour l'acier à 50^{kg}, $3^{kg},217$ pour l'acier au nickel. Au bout de 8 mois, ces poids étaient réduits respectivement à $3^{kg},085$ et $3^{kg},211$, soit une perte de 13 pour 100 pour l'acier à 50^{kg}, moins de 0,2 pour 100 pour l'acier au nickel.

Ce dernier, en le retirant de l'eau, offre une surface nette, sans rouille. Cette propriété peut être précieusement utilisée pour des bâtiments séjournant dans les mers lointaines, où leur radoubage est moins régulièrement assuré, en particulier, pour des docks flottants, rarement visités, et sur lesquels le développement de végétations et de coquillages n'a pas grand inconvénient, tandis que la diminution d'épaisseur est grave.

On pourrait également faire en acier au nickel les vis de fixation des crépines, des coussinets d'arbres, qui, en acier ordinaire, sont vite rongées, en bronze ou laiton donnent des actions galvaniques, etc.

VI. — Attaques par action galvanique.

Nous avons fait l'expérience suivante :

Dans un bac contenant de l'eau de mer, nous avons mis successivement :

1° Une plaque d'acier à 50^{kg} ayant $200^{mm} \times 100^{mm} \times 14^{mm}$ et une plaque de cuivre rouge;

2° Une plaque d'acier à 23 pour 100 de nickel de mêmes dimensions et la même plaque de cuivre rouge;

3° Les deux plaques d'acier.

Les plaques avaient été bien décapées auparavant.

Les voltages obtenus en circuit ouvert ont été :

Couple acier ordinaire-cuivre	0,35
Couple acier au nickel-cuivre	0,23
Couple acier au nickel-acier ordinaire	0,12

L'acier au nickel est électropositif par rapport à l'acier ordinaire à 50^{kg}. C'est donc ce dernier qui, en présence de l'acier au nickel, sera attaqué, mais cette attaque sera peu importante vu la faible force électromotrice du couple.

VII. — Propriétés magnétiques.

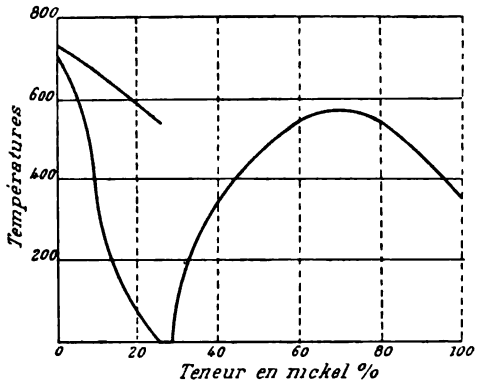
Hopkinson a découvert (1890) que l'acier au nickel à 25 pour 100, qui n'est pas magnétique, le devient lorsqu'il subit un refroidissement énergique.

Les aciers au nickel présentent à ce point de vue des propriétés curieuses. Le diagramme ci-contre indique, d'après M. Osmond, les températures aux-

quelles les propriétés magnétiques apparaissent ou disparaissent suivant la teneur en nickel de l'alliage.

Au-dessous de 25 pour 100 de nickel, on a des alliages dits *irréversibles*.

Fig. 2

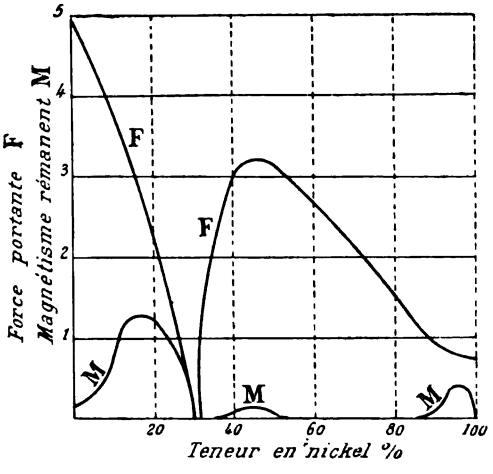


Par exemple, l'acier à 20 pour 100 de nickel, refroidi en partant d'une haute température, devient magnétique à 100° environ. Si on le réchauffe, le magnétisme ne disparaît que vers 600°. Au contraire, les aciers à haute teneur de nickel sont *réversibles*, le magnétisme apparaît ou disparaît à la même température quand on refroidit ou qu'on réchauffe : c'est 330° environ pour l'acier à 40 pour 100 de nickel.

On remarque que les aciers à 25-30 pour 100 de nickel restent non magnétiques aux températures ordinaires.

M. Osmond a aussi déterminé les forces portantes et le magnétisme réma-

Fig. 3.



nent des aciers au nickel suivant la teneur et a trouvé les courbes de la figure 3.

En ce qui concerne spécialement notre acier à 23 pour 100 de nickel, voici le résultat des mesures effectuées sur notre demande par M. Leblond, professeur d'électricité à l'école des officiers torpilleurs :

Éléments magnétiques pour l'acier de construction à 50kg, et pour l'acier au nickel.

Acier ordinaire à 50kg.			Acier au nickel.		
Force magnétisante en unités C.G.S. $\mathcal{H}$.	Induction spécifique en unités C.G.S. $\mathfrak{B}$.	Perméabilité $\frac{\mathfrak{B}}{\mathcal{H}}$.	Force magnétisante en unités C.G.S. $\mathcal{H}$.	Induction spécifique en unités C.G.S. $\mathfrak{B}$.	Perméabilité $\frac{\mathfrak{B}}{\mathcal{H}}$.
3,04	878	288	3,675	7,07	1,92
4,57	1840	402	7,95	15,6	1,96
6,09	3100	509	10,65	28,3	2,65
8,85	4810	543	15,25	42,5	2,78
12,50	7320	585	18,4	45,3	2,46
18,70	10100	540	24,75	53,7	2,17
22,60	11200	495			
25,5	12000	470	29,4	72,2	2,45
28,3	12350	436	36,75	82,0	2,26
35,4	12900	364	41,4	98	2,36
47,2	13800	292	47,3	112	2,37
56,0	14200	253	59	149	2,52
72,4	14900	206	66,5	170	2,55
96,6	15500	160	80	198	2,47
106,4	15850	149	93	233	2,50
122,8	16300	133	104	247	2,37
139,3	16500	118	114	276	2,42
169,0	17100	101	131	318	2,42
			145	357	2,46
			170	432	2,54
			226	538	2,38
			318	764	2,40
			384	903	2,35

On voit que les courbes (*fig.* 4) ont les mêmes allures générales pour les deux aciers : l'induction spécifique va en augmentant; la perméabilité présente un maximum bien marqué pour l'acier ordinaire, moins apparent pour l'acier au nickel.

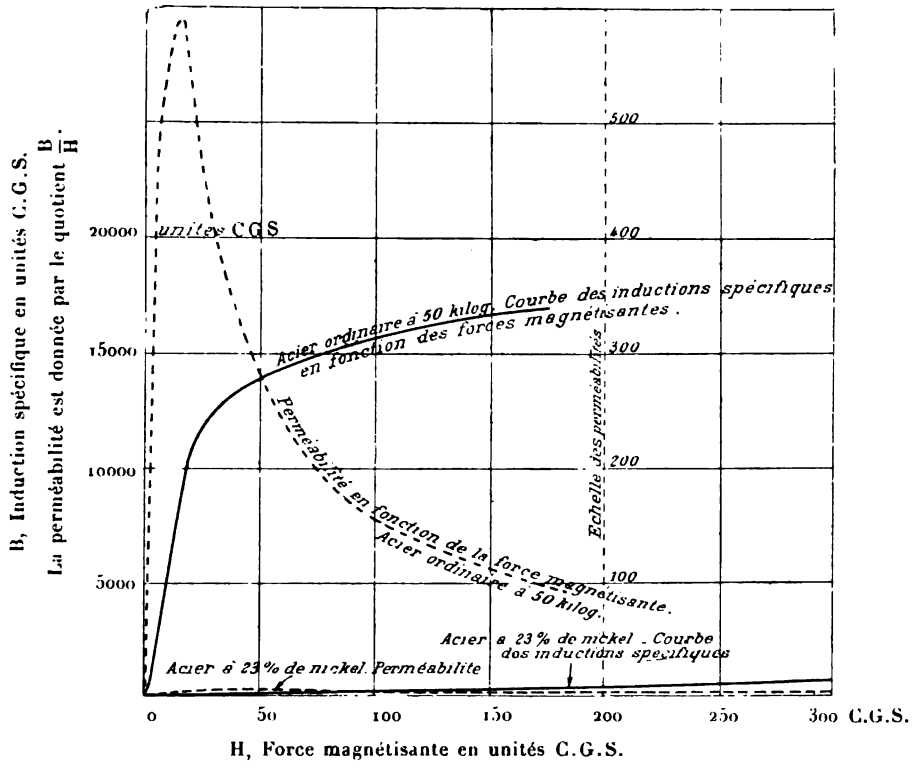
Quelques mesures ont été faites, pour voir si les éléments magnétiques variaient avec la nature du travail des tôles en acier au nickel.

A l'état naturel, le moment magnétique permanent maximum de l'acier au nickel étant représenté par 1, le même métal martelé à chaud donne 1,2, martelé à froid 1,8.

Comme nous l'avons vu, le travail étant fait à la presse à chaud, les éléments magnétiques n'ont pas été modifiés.

Cette propriété de l'acier à 23 pour 100 de nickel peut être précieuse pour certaines constructions spéciales, par exemple pour la construction de kiosques abritant des compas, etc.

Fig. 4.



Éléments magnétiques de barreaux d'acier :

1° Ordinaire à 50kg;

2° A 23 pour 100 de nickel.

Induction spécifique et perméabilité en fonction de la force magnétisante.

VIII. — Conclusions.

Les propriétés d'inaltérabilité et de non magnétisme de l'acier à haute teneur de nickel sont susceptibles d'en développer largement l'emploi, mais il faut pour cela deux conditions :

1° Il est nécessaire d'arriver à un métal plus facile à travailler. Comme nous l'avons dit, parmi les aciers au nickel, ce sont ceux qui ont 20 à 30 pour 100 de nickel qui présentent le minimum de résistance et le maximum d'allongement.

Déjà un progrès marqué a été fait dans le sens de la facilité de travail pour l'acier dont nous parlons.

D'autres aciers à haute teneur de nickel ayant comme composition :

Nickel	20 à 25	pour 100
Carbone	0,6 à 0,8	»
Manganèse	0,5	»
Chrome	2 à 3	»

donnent

E = 40 à 45 pour 100 sur 100^{mm},
R = 75 à 80 »
A = 30 à 35 »

et sont beaucoup plus durs à travailler.

L'acier que nous avons essayé a moins de carbone et plus de manganèse. E et R sont tombés à 25^{kg} et 60^{kg}, tandis que A était porté à 45 pour 100.

Quoique cet acier soit déjà plus facile à travailler, il faut encore faire des progrès dans cette direction, pour que ce métal puisse être mis en œuvre pratiquement.

2° Il faut surtout que les usines métallurgiques parviennent à produire cet acier à un prix abordable. Les tôles de 14^{mm} dont nous venons de parler ont en effet été payées 3^{fr} le kilo. Tant que ce prix ne sera pas considérablement abaissé, l'usage de l'acier au nickel sera extrêmement restreint, et réduit à des cas tout à fait spéciaux et exceptionnels.

MÉMOIRE

SUR LA

DÉTERMINATION DES ANGLES DE CALAGE

DES MACHINES A QUATRE MANIVELLES,

PAR M. DANIS,
Ingénieur de la Compagnie Générale Transatlantique.

Un type répandu de machines marines à quatre manivelles est celui où les cylindres sont répartis en deux groupes, la distance d'axe des cylindres de chaque groupe étant la même. Si l'on prend un plan perpendiculaire à l'axe de la ligne d'arbres, et équidistant des axes des cylindres extrêmes, il est également équidistant des axes des cylindres milieu; soit L la distance qui le sépare des extrêmes, et l la distance qui le sépare des milieùx; ce plan nous servira de plan des moments.

Dans les machines que nous avons en vue, celles des paquebots, les arbres manivelles sont faits de plusieurs parties assemblées; si l'on compare le poids ramené à l'axe du tourillon des pièces animées d'un mouvement de rotation circulaire, en y comprenant une partie de la tête de bielle, au poids des pièces animées d'un mouvement alternatif, en y comprenant la deuxième partie de la bielle, on trouve que ces deux poids sont presque égaux; que, par exemple, pour l'attelage à haute pression, ce sont les pièces à mouvement alternatif qui pèsent le moins, et que, pour les attelages à basse pression, l'inverse se produit.

La répartition du poids de la bielle peut se faire en partant des considérations suivantes :

L'accélération de chacun des points de l'axe de la bielle, sur lequel nous supposerons concentrée la masse des sections transversales, peut se décomposer en deux : une composante parallèle au rayon de la manivelle, et qui est à l'accélération de l'axe du bouton de manivelles dans le rapport de la distance du point considéré au pied de la bielle à la longueur totale de la bielle; une composante verticale. A chaque composante parallèle au rayon de la manivelle correspond un effet d'inertie proportionnel à la masse con-

centrée au point de l'axe que nous considérons sur la bielle; cet effort peut se ramener sur l'axe du bouton de la manivelle par le jeu d'un couple de rotation modifiant le couple moteur de la machine; si nous ramenons de la même façon sur l'axe du tourillon tous les efforts d'inertie parallèles au rayon de la manivelle, et répartis le long de la bielle, nous arriverons à une résultante totale correspondant à l'accélération du bouton de la manivelle et à une masse égale à

$$\sum \frac{mh}{H},$$

m étant la masse élémentaire à un point de la bielle, h la distance qui sépare ce point du centre du pied de la bielle, H la longueur de centre en centre de la bielle.

Un raisonnement tout à fait analogue nous montrerait que la masse à affecter aux pièces alternatives est

$$\sum \frac{m(H-h)}{H}.$$

Cette décomposition ne peut se faire que par le jeu de couples transversaux modifiant le couple moteur; le couple à intervenir pour les forces circulaires est en sens inverse de celui qu'il est nécessaire d'introduire pour ramener au pied de la bielle les efforts verticaux; mais ces deux couples, joints à celui qui s'introduit du fait que l'on augmente le poids des pièces à mouvement alternatif, ne reproduisent pas le couple réel donné par l'inertie de la bielle.

S'il s'agissait d'une étude très précise du couple moteur, il ne faudrait pas se contenter de faire la décomposition de la bielle en deux masses. Dans une étude de calage de manivelles, où l'on n'envisage que les forces d'inertie situées dans deux plans rectangulaires passant par l'axe de la ligne d'arbres, et où la vitesse angulaire de la machine est supposée constante, la décomposition indiquée plus haut est rigoureuse, sous la seule réserve que les masses d'une section transversale de la bielle ont été ramenées sur l'axe de cette bielle.

C'est en opérant cette décomposition que l'on peut se rendre compte que pour une machine de paquebot à arbres *built up*, le poids rapporté à l'axe du tourillon des pièces animées d'un mouvement alternatif simple, est égal à très peu près au poids de pièces animées d'un mouvement alternatif simple. On aura donc sûrement fait la moitié de l'équilibrage d'une machine, si l'on parvient à équilibrer complètement les pièces animées d'un mouvement circulaire; dans ces conditions, l'équilibrage des pièces à mouvement alternatif sera facile, au moins pour la composante du mouvement de ces pièces, qui n'est que la projection sur le plan vertical longitudinal du mouvement des manivelles; enfin l'équilibre des efforts horizontaux sera parfait.

Pièces à mouvement circulaire.

Il est donc naturel d'étudier d'abord l'équilibrage des pièces à mouvement circulaire.

Considérons sur l'arbre les quatre poids excentrés à une distance égale à un rayon de manivelle, et dans les plans de différents attelages; si ces quatre poids étaient égaux, il n'y aurait qu'un moyen d'annuler la résultante et le couple centrifuge, ce serait de placer les quatre poids dans un même plan contenant l'arbre, les poids du milieu dirigés dans un sens, les poids extrêmes dirigés à 180° des précédents, comme la disposition des moteurs d'automobiles à quatre cylindres; cette solution ne peut évidemment convenir dans le cas qui nous occupe. Nous sommes donc conduit à différencier les poids des quatre manivelles. Ceci peut se faire de deux façons, par surcharge ou par contrepoids. Si l'on veut obtenir un rapport donné $\frac{P}{p}$ entre les poids de deux manivelles, il y a avantage à procéder par contrepoids, puisqu'on diminue les dénominateurs au lieu d'augmenter le numérateur, ce qui conduit à un poids total moindre; il y a également grand avantage à placer le contrepoids dans l'axe, où il a son maximum d'effet; il y a enfin avantage à le placer sur les manivelles extrêmes pour obtenir le moment le plus grand par rapport au plan milieu de la machine. Dans le type étudié, les deux manivelles milieu ont le même poids P, les manivelles extrêmes ont les mêmes contrepoids et le poids sur le tourillon p. Nous avons défini plus haut les distances L et l; nous appellerons moment M le produit $pL = M$; moment m le produit $Pl = m$.

Dans toutes les machines du type construites, on a

$$\frac{L}{l} > \frac{P}{p};$$

par suite

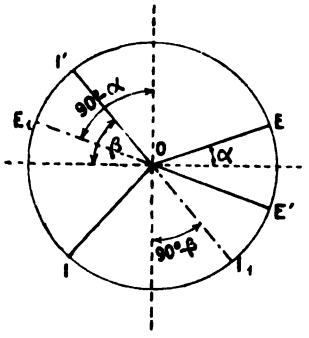
$$M > m.$$

L'équilibrage que nous cherchons à réaliser est celui des forces centrifuges dues aux quatre manivelles; ces forces sont proportionnelles aux poids excentrés P et p, et, dans toute la discussion, nous les désignerons par ces deux lettres. Si nous arrivons à annuler la résultante de ces forces, le centre de gravité de l'ensemble de l'arbre est sur l'axe de rotation, et l'arbre est aussi équilibré par rapport à l'action de la pesanteur, et agit comme un volant; de plus, pour éviter les couples d'inertie tendant à modifier l'axe de rotation de l'arbre, ce qui arriverait pour un arbre droit muni d'un volant centré, mais dont le plan ne serait pas perpendiculaire à l'axe de l'arbre, il faut encore que la résultante des moments M et m soit nulle.

Considérons la figure 1 représentant les angles de calage de la machine,

les directions OE et OE′ correspondent aux manivelles légères placées aux extrémités, les directions OI et OI′ aux manivelles lourdes placées au milieu; comme les poids des extrêmes sont égaux, les forces centrifuges *pp* sont égales, de même les forces centrifuges PP; la bissectrice de l'angle EOE′ est

Fig. 1.



donc, s'il y a équilibre, confondue avec celle de l'angle IOI′; nous appelons α la moitié de l'angle EOE′ et β la moitié de l'angle IOI′.

Ces deux angles, comme nous le verrons, définissent tout le calage; ce sont eux que nous chercherons à déterminer.

Pour que la résultante des forces P et *p* soit nulle, il faut que l'on ait

$$p \cos \alpha = P \cos \beta. \tag{1}$$

Ce qui conduit à avoir un angle α plus petit que l'angle β.

Telle est la première relation d'équilibre.

Avant de rechercher la deuxième, il importe de préciser quelle est celle des deux manivelles I ou I′ qui doit être placée près de E.

En comptant positivement les moments des forces qui sont par rapport au plan des moments du même côté que E, le moment donné par la force correspondant à E′ est négatif, et l'on peut supposer une manivelle fictive directement opposée à OE′ en OE_1; si nous mettions I′ près de E, I donnerait une manivelle fictive voisine de OE, et tous les vecteurs à équilibrer se trouveraient compris dans l'angle EOE_1, c'est-à-dire que l'équilibre serait impossible; il faut donc supposer que c'est I qui est voisin de E; cette obligation fait que les angles α et β suffisent à définir le calage.

Menons OI_1 à l'opposé de OI′. Les vecteurs que nous avons à équilibrer sont dirigés suivant OE, OE_1, avec comme grandeur M; suivant OI, OI_1, avec comme grandeur *m*. Pour qu'il y ait équilibre il faut que l'on ait

$$M \sin \alpha = m \sin \beta, \tag{2}$$

équation compatible avec l'équation (1), puisqu'elle conduit encore à un angle α plus petit que l'angle β. Si nous divisons les équations (2) et (1)

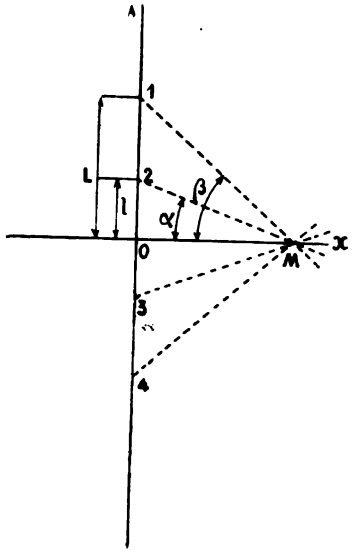
membre à membre nous obtenons la relation (3)

$$L \operatorname{tang} \alpha = l \operatorname{tang} \beta. \tag{3}$$

Comme L et l sont des données *a priori* résultant du dessin de la machine, de l'encombrement des cylindres ou de la longueur des portées, on a réellement une première relation entre les angles α et β.

Cette relation peut se construire graphiquement de la façon suivante (*fig.* 2). Portons sur une ligne OA à partir de O deux longneurs O1 et O2 proportionnelles à L et à l, nous aurons dessiné une réduction de la ligne

Fig. 2.



d'arbres de la machine ; élevons une perpendiculaire en O à OA ; en prenant un point M quelconque sur cette perpendiculaire, et en le joignant à 1 et 2, on a en OM1 et OM2 les angles β et α.

L'angle correspondant aux manivelles milieu est donné par le point 1 des manivelles extrêmes, et réciproquement.

A chaque position de M sur OX correspondra un calage d'équilibre et une valeur de $\frac{P}{p} = \frac{\cos\alpha}{\cos\beta}$. Plus le point M s'éloignera de O, plus la valeur de $\frac{P}{p}$ se rapprochera de l'unité, comme la valeur de $\frac{\cos\alpha}{\cos\beta}$, et moins les contrepoids seront importants. Ce n'est pas la seule considération qui doit guider. A chaque position de M sur Ox correspond également une loi de variation du couple moteur et un coefficient d'irrégularité de ce couple, rapport de la différence du couple maximum et minimum au couple moyen. On peut tracer une courbe ayant comme abscisses OM, et comme ordonnées la valeur du coefficient d'irrégularité, le point M correspondant au point le plus bas de cette

courbe est celui qu'il faut choisir pour avoir le meilleur calage. C'est ainsi que l'on doit opérer quand on a un type de machine défini. D'une façon plus générale, pour la recherche du meilleur couple moteur, on peut se guider sur deux principes : 1° Chercher à répartir d'une façon aussi uniforme que possible les manivelles ou leurs points opposés, puisque le travail d'un piston est à peu près le même dans les deux courses ;

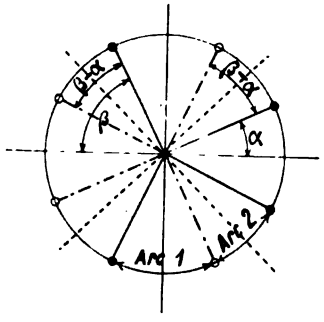
2° Mettre à 90° l'un de l'autre deux attelages de travail semblable.

Dans le cas particulier que nous étudions, ces deux objectifs seront réalisés en même temps ; voyons comment on peut réaliser le premier.

Le point M se déplaçant sur Ox à partir de O vers x, les angles α et β varient tous les deux dans le même sens en diminuant à partir de 90°, et se rapprochant de zéro.

Pour $\alpha = \beta = 90°$, point M en O, les quatre manivelles sont calées dans le même plan; cette répartition est défectueuse, et correspond à des contrepoids maximum [1]; pour $\alpha = \beta = 0$, point M à l'infini, les quatre manivelles sont de nouveau calées dans le même plan, comme dans un moteur d'automobile, contrepoids nuls, cette solution ne peut convenir pour le cas qui nous occupe ; pour ces deux positions $\beta - \alpha = 0$. Il existe une position de M telle que cette différence $\beta - \alpha$ passe par un maximum, et où la bissectrice de l'angle $\beta - \alpha$ est à 45 sur Ox ; cette position est celle de la meilleure répartition. Pour cette position les bissectrices des deux angles tels que $\beta - \alpha$ (*fig.* 3) sont rectangulaires, et l'angle $\beta - \alpha$, qui est toujours inférieur à 45°,

Fig. 3.



est maximum. En suivant le long de la circonférence, on ne trouve pour séparer les huit points correspondant aux directions des manivelles ou aux directions opposées que deux longueurs d'arc (1 et 2), ces deux longueurs étant aussi peu différentes que possible.

---

[1] Pour cette position de M en O, $\frac{P}{p} = \frac{L}{Z}$, les manivelles à suivre sont toutes calées à 180° l'une de l'autre; ce n'est pas le cas d'un moteur d'automobile où les manivelles milieu sont ensemble. Ce calage est inusité.

Reprenons la figure 2, appelons $y = \beta - \alpha$ et $x = \mathrm{OM}$, nous aurons

$$y = \text{arc tang}\,\frac{\mathrm{L}}{x} - \text{arc tang}\,\frac{l}{x},$$

$$\frac{dy}{dx} = \frac{l}{x^2 + l^2} - \frac{\mathrm{L}}{x^2 + \mathrm{L}^2},$$

$\frac{dy}{dx}$ s'annule pour les deux valeurs de x :

$$x = \pm\sqrt{\mathrm{L}l},$$

c'est-à-dire quand la distance OM est moyenne géométrique entre L et l.

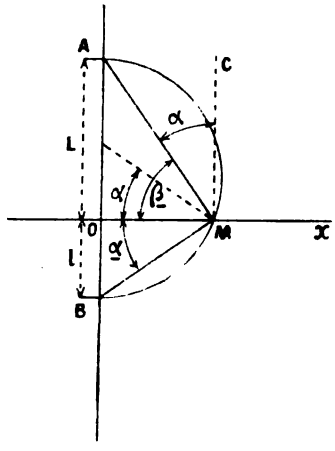
Pour cette valeur de x,

$$\text{tang}\,\alpha = \sqrt{\frac{l}{\mathrm{L}}} = \frac{p}{\mathrm{P}} = \frac{m}{\mathrm{M}},$$

$$\text{tang}\,\beta = \sqrt{\frac{\mathrm{L}}{l}} = \frac{\mathrm{P}}{p} = \frac{\mathrm{M}}{m}.$$

Pour construire la valeur de x, on peut procéder de la façon suivante (*fig.* 4).

Fig. 4.



Sur une ligne OA menons à partir de O et dans deux sens différents les longueurs L et l ; en O élevons une perpendiculaire, et construisons un cercle sur $\mathrm{L} + l$ comme diamètre; le point M où ce cercle coupe $\mathrm{O}x$ est tel que $\mathrm{OM} = \sqrt{\mathrm{L}l}$; les angles AMO et OMB sont donc respectivement β et α; on voit immédiatement sur la figure que

$$\alpha + \beta = 90^\circ.$$

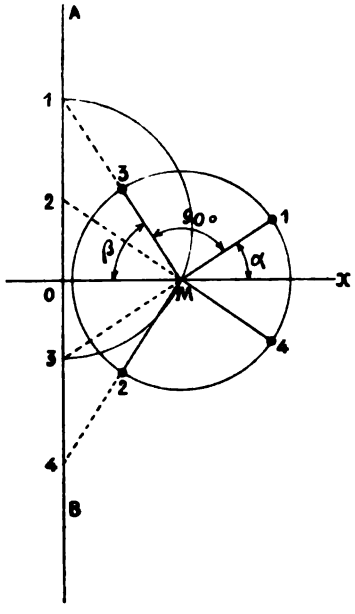
Si nous menons MC perpendiculaire à $\mathrm{O}x$ en M, nous trouvons en AMC l'angle α ; si nous portons d'autre part l'angle α à partir de MO et au-dessus, nous voyons que la bissectrice de l'angle $\beta - \alpha$ est à 45° sur MO, c'est-à-dire

que les bissectrices des angles tels que $\beta - \alpha$ sont rectangulaires, comme le représente la figure 3.

Nous obtenons finalement le calage représenté par la figure 5, où AB est la ligne d'arbre de la machine avec la position des manivelles en 1-2-3-4 et où M-1 M-2 M-3 M-4 représentent les directions des différentes manivelles.

Nous avons dit plus haut qu'une deuxième manière d'arriver à un bon couple moteur était de mettre à 90° l'un de l'autre deux attelages de travail semblable. Or d'après la figure 5 les manivelles 1 et 3 sont à 90°, les mani-

Fig. 5.



velles 2 et 4 le sont aussi, si l'on a affaire à une machine où tous les attelages sont de même travail comme les machines à quadruple expansion des paquebots Allemands où le cylindre BP est dédoublé, le cylindre HP aussi, et où chaque BP est surmonté d'un HP, ce qui fait qu'un attelage HP-BP travaille comme un MP_1 ou MP_2, le couple moteur sera excellent. En fait sur ces machines le point M se trouve bien sur Ox, mais pas rigoureusement à l'intersection du cercle; on a cherché le point de couple optimum; sa position, comme nous le verrons, est voisine de celle qu'indique la construction de la figure 5.

Si l'on a affaire à une machine à triple expansion avec cylindre BP dédoublé, chaque BP a le même travail, le HP a le même travail que le MP; il faudra, pour avoir un bon couple moteur, adopter l'ordre suivant pour les cylindres

HP — BP*N* — MP — BP*R*

Avec cet ordre, les cylindres de même travail sont à 90°, et il y a toutes les chances pour que l'on ait un meilleur couple moteur, que si les manivelles étaient calées à angle droit, parce que les manivelles sont mieux réparties sur la circonférence.

Un très mauvais type de machine calé par angle droit est celui où l'on trouve l'ordre naturel des cylindres HP-MP-BPA-BPR, le groupe avant ayant les deux manivelles à 180°, le groupe arrière aussi, avec un angle de 90° entre les deux groupes.

Il vaut bien mieux, si l'on adopte des angles droits avec deux groupes par 180° à 90° l'un de l'autre, mettre les deux BP aux extrémités et adopter

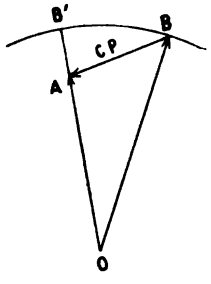
BPA — HP — MP — BPR,

mais cette machine même ne doit pas valoir au point de vue du couple moteur celle que nous avons définie pour le calage donné par la figure 5.

Si l'on tenait absolument à conserver l'ordre naturel des cylindres pour une machine à triple expansion, la construction de la figure 5 ne donnerait plus de résultats particulièrement bons au point de vue du couple moteur, et l'on devrait chercher, en déplaçant le point M vers la droite, ce qui a l'avantage de diminuer les contrepoids, à réaliser des angles α et β tels que l'accouplement par tourteaux puisse se faire par boulonnage symétrique par rapport à la manivelle, en vue d'obtenir des arbres interchangeables; on devrait en même temps modifier la répartition des travaux sur les cylindres par la régulation de façon à obtenir un bon couple moteur. Nous reviendrons sur ce type de machines à arbres interchangeables.

Pour terminer ce qui a trait aux pièces à mouvement circulaire, on peut remarquer que les manivelles peuvent ne pas être calées suivant la direction d'équilibre, pourvu que la résultante donnée par la manivelle et le contrepoids le soit, mais l'importance du contrepoids augmente rapidement comme le montre la figure 6, dès que l'on s'écarte de la direction du vecteur à obtenir.

Fig. 6.



OA est en grandeur et direction le vecteur à obtenir, différant peu comme grandeur, dans les machines que nous étudions, du vecteur OB donné par la

manivelle; sur la figure, le contrepoids est BA en grandeur et direction; il n'eût été que B'A, si OB avait été dans la direction de BA.

La disposition des contrepoids dans l'axe des manivelles et aux extrémités de la machine correspond donc à l'équilibrage avec le minimum de contrepoids.

Pièces à mouvement alternatif.

Le mouvement du piston est une somme de mouvements vibratoires de périodes de deux en deux fois plus courtes, et d'amplitude rapidement décroissante; ce mouvement complexe donne naissance à des forces d'inertie se rapportant chacune à l'une de ces périodes; la force d'inertie due au mouvement primaire est celle que l'on obtient en multipliant l'accélération du mouvement projeté du bouton de manivelle par la masse des piéces à mouvement alternatif; pour l'équilibrage de ces pièces nous n'aurons donc, en ce qui concerne cette période, qu'à nous occuper du rapport des poids, puisque ces calages projections sont les mêmes que ceux des manivelles. Si donc cette force de premier ordre existait seule pour un attelage, et qu'il n'y eût pas à faire intervenir les mouvements des tiroirs, le mode d'équilibrage serait simple, et consisterait à renforcer les attelages milieu, de façon à avoir le rapport déterminé entre les poids P et p; ces lettres se rapportent ici aux pièces à mouvement alternatif.

Cette solution, mauvaise, comme nous le verrons, n'est admissible que si l'on se sert, pour renforcer les attelages milieu, de la superposition aux deux attelages naturellement les plus lourds d'une tige et d'un piston; que, par exemple, on superpose aux deux cylindres BP, placés au centre, deux autres cylindres, les HP dédoublés. Mais si l'on n'emploie pas cet artifice, la solution est mauvaise, parce que : 1° en agissant par renforcement de poids, on arrive à une augmentation beaucoup plus forte que s'il s'agissait d'un contrepoids; 2° les moments d'inertie du second ordre, très mal équilibrés dans cette méthode, se trouvent augmentés dans une proportion inadmissible. En ne renforçant pas les attelages milieu, on laisse, pour les résultantes des forces d'inertie verticales et du couple tangage qu'elles donnent, des vecteurs résiduels (nous disons vecteurs car ces forces peuvent être représentées par ces projections sur le plan vertical de vecteurs tournants) du même ordre de grandeur que les vecteurs donnés par les mouvements des tiroirs; il se trouve que, pour les machines ayant un cylindre de basse pression à l'arrière avec un tiroir tourné vers l'arrière qui donne un moment de tangage relativement grand, parce que le tiroir est écarté de l'axe, les vecteurs tiroirs se trouvent orientés dans un sens favorable à l'équilibrage; si, de plus, il existe dans la machine des tiroirs cylindriques, on peut retourner de 180° les vecteurs auxquels ils donnent naissance, en changeant leur façon d'introduire, en passant, par exemple, de l'introduction par

les arêtes extérieures, à l'introduction par les arêtes intérieures, ce qui peut favoriser l'équilibrage.

Cette façon de faire n'est pas appliquée d'une façon courante, la plupart des machines construites en Angleterre et en Allemagne ont leurs attelages milieu renforcés; les machines construites au chantier Vulcan pour le paquebot *Kaiser Wilhelm der Grosse* et pour le croiseur russe *Bogatyr* ont un cylindre BP à l'arrière de travail à peu près semblable à celui des MP et HP, c'est-à-dire que l'attelage n'a pas été diminué comme dimensions de tige, traverse et pied de bielle; l'attelage arrière est lourd, ce qui a conduit à avoir des attelages milieu très lourds, et des pistons milieu d'une épaisseur énorme; cette solution est certainement défectueuse, et il vaudrait mieux, comme cela a été fait pour le croiseur chilien *Libertad* de Vickers, Sons et Maxim, diminuer de poids les attelages extrêmes, qui sont le BP, en leur donnant à faire un travail deux fois moindre, ce qui est naturel, puisqu'ils sont dédoublés. Sur cette machine, la réduction de poids a été faite également aux têtes de bielles et aux manivelles, de sorte qu'elle n'a même pas de contrepoids sur la ligne d'arbres.

Le principe de la réduction des vecteurs résiduels venant du non renforcement des attelages milieu, par les vecteurs des tiroirs, est appliqué sur une machine actuellement en construction.

Nous avons dit que le moment de tangage dû aux forces d'inertie du second ordre était considérable. Voyons d'abord quelle est l'importance des forces en jeu : pour un attelage, les pièces animées d'un mouvement alternatif représentent la moitié du poids total; la force d'inertie du second ordre porte sur une masse qui est le quart de la masse des pièces alternatives; en tout cette force ne correspond donc qu'à une masse, qui n'est que *la huitième partie de la masse totale de l'attelage;* pour que les effets du second ordre soient appréciables, il faut donc que les quatre attelages donnent des vecteurs dirigés dans le même sens; c'est malheureusement ce qui a lieu pour les vecteurs moments de tangage, et l'on arrive à avoir un moment équivalent à celui que donneraient pour le premier ordre les pièces alternatives d'un des attelages placé vers l'extrémité de la machine, et pris par rapport au plan milieu.

Pour faire l'étude des forces d'inertie du second ordre, nous prendrons les machines pour lesquelles $\alpha + \beta = 90°$, celles où le point M se trouve à l'intersection de l'axe Ox et du cercle AB (*fig.* 4).

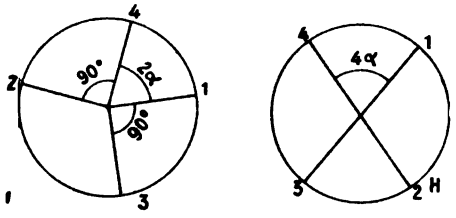
Comme, dans les machines du type, le point M est effectivement voisin de la position que nous venons de définir, les résultats auxquels nous arriverons sont généraux, seules les figures seraient plus compliquées.

Les mouvements du second ordre sont engendrés par des manivelles fictives tournant deux fois plus vite que les manivelles vraies, et calées dans des angles deux fois plus grands; la figure 7 représente sur le cercle de gauche les manivelles réelles, et sur le cercle de droite les manivelles fictives;

1 dans le prolongement de 3, et 2 dans le prolongement de 4; l'angle qui sépare 1 de 4 était 2α sur le cercle de gauche, il est 4α sur le cercle de droite.

On voit immédiatement que la résultante des forces du second ordre sera toujours très petite pour deux raisons : d'abord elle ne porte que sur une masse qui est la huitième partie de la masse totale de l'attelage; en deuxième

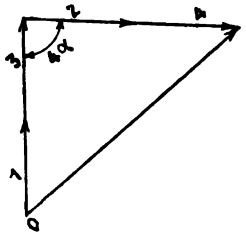
Fig. 7.



lieu, 1 annule à peu près 3, et 2 annule à peu près 4. Nous ne nous occuperons donc plus de cette résultante.

Il en est tout autrement de la résultante des moments de tangage; si l'on considère 1 et 2 comme positifs, 3 et 4 sont négatifs, et, comme ils sont situés à l'opposé de 1 et 2, ils viennent s'ajouter à ces derniers; de telle sorte que l'on obtient, comme polygone des vecteurs moments du second ordre, le triangle de la figure 8.

Fig. 8.



On voit que dans cette figure la résultante dépend beaucoup de l'angle 4α; nous savons que

$$\text{tang}\,\alpha = \sqrt{\frac{l}{L}}.$$

Si l est voisine de L, α est voisin de 45°, mais au-dessous; 4α a donc bien des chances d'être obtus; pour diminuer 4α, il faudrait diminuer l par rapport à L.

Une machine étant construite, et si l'on a adopté le parti, comme dans la méthode Schlick, de renforcer au taux voulu les attelages milieu, on peut se demander s'il y a avantage à rapprocher les axes des attelages milieu, en

modifiant le calage et les surcharges, de façon à rester dans les conditions d'équilibre définies. Par exemple, dans une machine où les cylindres milieu ont leurs boîtes à tiroirs tournées vers l'intérieur, y a-t-il avantage, au point de vue des forces du deuxième ordre (celles du premier étant équilibrées, on pourrait dire au point de vue général), à retourner les cylindres milieu de façon à rapprocher leurs axes, en mettant leurs boîtes à tiroir vers l'extérieur?

L'angle α diminue, puisque l diminue par rapport à L; nous savons d'autre part que :

$$\frac{m}{M} = \sqrt{\frac{l}{L}};$$

m et M sont les grandeurs des vecteurs moments correspondant aux forces d'inertie du premier ordre; les grandeurs des vecteurs du second ordre sont $\frac{M}{4}$ et $\frac{m}{4}$. M, qui est égal à pL, reste constant, puisque l'on ne change pas L non plus que p; comme le rapport $\frac{m}{M}$ diminue avec l, m diminue; dans la figure 8, l'angle α diminue, les vecteurs 2 et 3 diminuent, la résultante $(M + m)\sin 2\alpha$ diminue; et il y a donc avantage à rapprocher les axes des cylindres milieu; c'est la conclusion logique à laquelle on doit arriver si l'on veut renforcer, comme dans la méthode Allemande, les attelages milieu. On fait tout l'inverse en pratique, parce que :

$$\frac{p}{P} = \sqrt{\frac{l}{L}},$$

et que, plus l'on s'écarte de la valeur unité, pour ce rapport, plus les contrepoids ou les surcharges deviennent importantes; on arrive à des impossibilités de construction; si l'on a pris le parti de ne pas renforcer, les vecteurs résiduels ont d'autant plus d'importance que le renfort à mettre eût été plus grand.

Il y a donc lieu de rapprocher autant que possible les axes des cylindres de chaque groupe.

Pour terminer cette étude, nous allons citer quelques exemples de calage.

Sur la machine du paquebot *Deutschland*, l'angle :

$$\beta = 53^\circ 30',$$

l'angle :

$$\alpha = 31^\circ 40'.$$

Pour les longueurs :

$$L = 6^m,450,$$
$$l = 2^m,950.$$

Le rapport $\frac{L}{l} = 2,186$; pour que le point M soit sur la droite Ox, il faudrait que le rapport $\frac{\text{tang}\beta}{\text{tang}\alpha}$ soit aussi égal à 2,186, or on a déjà $\frac{\text{tang}\beta}{\text{tang}\alpha} = 2,191$; la différence relative entre ces deux nombres n'est que de 2,28 millièmes, c'est-à-dire que pratiquement le point M se trouve sur Ox.

La somme de $\alpha + \beta$ est égale à 85° 10′, soit une différence de 4°50′ avec l'angle droit; le point M se trouve en dehors du cercle, mais encore très voisin, et cette position a été choisie parce qu'elle correspond à un maximum de régularité du couple moteur.

Pour cette machine, les angles correspondant à

$$\text{tang}\,\beta = \sqrt{\frac{L}{l}}, \qquad \text{tang}\,\alpha = \sqrt{\frac{l}{L}}$$

eussent été

$$\beta = 55°57'25'' \quad \text{au lieu de} \quad 53°30',$$
$$\alpha = 34°2'\ 35'' \quad \text{au lieu de} \quad 31°40';$$

la différence est relativement faible.

Pour les deux machines d'un paquebot actuellement en construction, on s'était posé le problème suivant : avoir un seul rechange pour les arbres sans contrepoids, un seul rechange pour les arbres avec contrepoids, les trous des tourteaux étant percés d'avance; les deux modèles d'arbres étant tels, qu'en cas d'urgence, on puisse remplacer un arbre à contrepoids hors de service par un arbre sans contrepoids, ou inversement, sans modifier le calage, mais en sacrifiant l'équilibrage des pièces à mouvement circulaire.

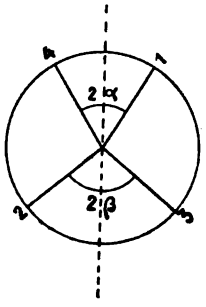
A part les contrepoids, tous les arbres devraient donc être du même modèle, chacun composé d'un bout droit et d'un bout long; chaque arbre devrait, de plus, être symétrique par rapport au plan de la manivelle, pour aller indifféremment d'un bord ou de l'autre; ceci nécessite : 1° que les contrepoids soient dans l'axe à l'opposé des manivelles, ce qui est naturellement réalisé par la méthode d'équilibrage que nous avons en vue; 2° que les trous des boulons soient percés symétriquement par rapport au même plan, un trou étant par exemple dans l'axe de la manivelle.

Les tourteaux de jonction correspondant aux bouts courts des arbres s'assemblent entre eux, et les tourteaux des bouts longs s'assemblent également entre eux, de sorte qu'il suffit, pour que la condition d'interchangeabilité définie plus haut soit satisfaite, que l'angle d'assemblage des manivelles extérieures soit dans un rapport simple avec la circonférence, que l'angle d'assemblage des manivelles milieu soit également dans un rapport simple; ce dernier peut être différent du premier, auquel cas les nombres des boulons de jonction ne seront pas les mêmes.

La jonction des manivelles milieu est faite par l'angle 2β; la jonction des

manivelles extrêmes par $180° + \alpha - \beta$; ce sont ces deux angles qui doivent être dans un rapport simple avec la circonférence. La recherche de tels calages est une affaire de tâtonnements. Dans l'exemple que nous avons en vue, le bout long de l'arbre, compté du plan de symétrie du tourillon à la

Fig. 8 *bis*.



face du tourteau, a $2^m,280$, le bout court $1^m,830$, ces deux longueurs étant imposées par la nécessité de portage dans les coussinets des paliers moteurs, que l'on a voulu faire égaux de part et d'autre, et par l'emplacement des chariots d'excentriques. Pour cette machine :

$$L = 5^m,940, \qquad l = 2^m,280;$$

le rapport :

$$\frac{L}{l} = 2,605.$$

Il se trouve que le rapport :

$$\frac{\tang \frac{2\pi}{7}}{\tang \frac{2\pi}{14}} = 2,604.$$

Par conséquent, en prenant :

$$\alpha = \frac{2\pi}{14} \qquad \text{et} \qquad \beta = \frac{2\pi}{7},$$

on placera le point m sur Ox, et la condition d'équilibrage sera satisfaite. Les jonctions seront faites uniformément par sept boulons, les angles de calage étant alors (*fig.* 9)

$$HP\frac{3}{7}\ MP\frac{2}{7}\ BP\mathcal{N}\frac{3}{7}\ BP\mathcal{R}.$$

Pour cette machine, le rapport :

$$\frac{P}{p} = 1,445$$

et le contrepoids :

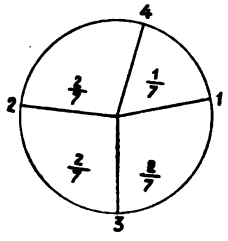
$$\varpi = 0,308P.$$

D'un autre côté,

$$\alpha + \beta = \frac{1}{7} + \frac{1}{14} = \frac{3}{14},$$

qui est différent de $\frac{1}{4}$ ou 90°; mais, sur cette machine, l'ordre naturel des cylindres ayant été choisi de telle sorte que la solution par $\alpha + \beta = 90°$ ne

Fig. 9.



présentait pas d'avantages, les cylindres de même travail n'auraient pas été sur les manivelles à 90°.

Pour les mêmes longueurs L et l, et en admettant que l'on ait pu adopter l'ordre des cylindres :

$$\text{HP} - \text{BP}\cancel{A} - \text{MP} - \text{BP}\cancel{A},$$

le calage eût été

$$\beta = 58°\,12'\,45'',$$
$$\alpha = 31°\,47'\,15'';$$
$$\alpha + \beta = 90°, \qquad \frac{P}{p} = 1,613;$$

les contrepoids eussent été plus forts que dans la solution adoptée, et l'équilibrage des résidus des vecteurs verticaux du premier ordre par les tiroirs, plus difficile à faire.

Une autre solution remarquable est celle où la ligne d'arbre est faite avec des arbres manivelles à deux bouts égaux, pour cette machine :

$$\frac{L}{l} = 3;$$

or :

$$\frac{\text{tang}\,60°}{\text{tang}\,30°} = 3;$$

on peut donc prendre :

$$\beta = 60°,$$
$$\alpha = 30°,$$

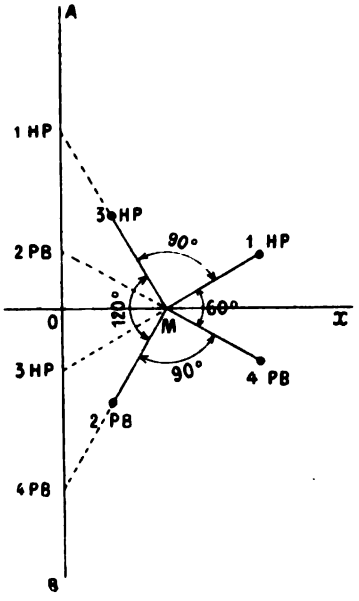
pour avoir un bon équilibrage. De plus, comme $\alpha + \beta = 90°$, on a, par surcroît, un bon couple moteur. Le schéma de cette disposition est donné par la figure 10; l'assemblage se fait par six ou douze boulons.

Dans cette solution,

$$\frac{P}{p} = 1,732.$$

Cette disposition s'appliquerait dans une locomotive compound, où les quatre cylindres viendraient attaquer le même essieu; il faudrait, pour avoir les attelages de même travail à 90°, un cylindre HP à l'extérieur, puis un BP intérieur, le deuxième HP intérieur, enfin le deuxième BP à l'extérieur; les

Fig. 10



distances d'axe en axe des cylindres seraient les mêmes. Ce genre de machine aurait l'avantage de donner un moment de démarrage aussi bon, si ce n'est meilleur, que les machines par 90°, un couple moteur plus régulier appuyant toujours le coussinet de la première roue motrice dans le même sens sur ses glissières verticales; un équilibrage absolu des forces d'inertie verticales par des contrepoids très faibles, puisqu'ici on pourrait les placer sur la jante; on ferait ainsi disparaître toutes les réactions d'inertie sur les rails, et l'on ne fatiguerait pas la voie de ce fait. Les contrepoids (très faibles), dus à l'équilibrage des masses de la roue d'avant, étant dans le prolongement des manivelles extrêmes, seraient situés à l'opposé des boutons conduisant les barres d'accouplement; ils seraient donc à renforcer pour tenir compte de la moitié du poids de la barre d'accouplement, la deuxième partie s'équilibrant sur la roue arrière.

Dans une locomotive, on peut, sans inconvénients, renforcer les trains alternatifs milieu pour deux raisons : 1° parce que le rapport de bielle à mani-

velle est très grand, quelquefois 10; les effets du deuxième ordre sont donc très faibles, le $\frac{1}{10}$ par exemple des effets du premier ordre; 2° les cylindres se touchent, ce qui donne des bras de levier courts, et des moments horizontaux faibles.

Cette méthode donnera donc encore un très bon équilibrage horizontal [1].

Une solution complète du problème d'équilibrage serait la suivante : attelons sur une même manivelle deux bielles de même longueur et de même modèle, menant deux pistons de même poids montés sur le même axe, mais opposés l'un à l'autre (*fig.* 11); l'ensemble de ces deux attelages constitue un

Fig. 11.

système, dont le centre de gravité a un mouvement vibratoire simple; les effets d'inertie de tous les ordres supérieurs au premier s'annulent.

Si donc nous composons une machine de quatre de ces attelages doubles, que nous calions les manivelles comme nous l'avons exposé avec des poids convenables, nous avons une solution complète du problème de l'équilibrage.

Dans cette solution, bien que nous n'ayons que quatre manivelles, nous avons huit pistons dans des cylindres à simple effet, et l'ensemble est assez compliqué, d'autant qu'il existe deux solutions plus simples complètes du problème de l'équilibrage : la machine à six attelages identiques montés sur six manivelles calées deux à deux dans trois directions à 120° l'une de l'autre, et telle que deux manivelles de même direction soient équidistantes du plan transversal milieu; cette solution devrait théoriquement s'appliquer remarquablement aux moteurs d'automobiles, si les difficultés de fabrication d'un arbre à six manivelles, et de fonctionnement simultané de douze soupapes et six bougies, ne rendaient l'usage d'un tel moteur moins pratique.

Enfin, la solution la plus simple complète est celle où l'on a deux attelages doubles en croix montés sur une seule manivelle; chaque attelage double

---

[1] Dans une locomotive, les paliers de l'arbre sont répartis à l'inverse de ceux d'une machine marine; sur cette dernière, on tend à supprimer les paliers situés entre les manivelles 1 et 2, de même entre 3 et 4: on l'a même fait complètement sur certains torpilleurs anglais de la classe du *Daring;* les moteurs d'automobile sont sur ce principe.

Dans une locomotive, on devrait faire l'inverse, par la disposition des longerons, mettre un palier entre 1 et 2, de même entre 3 et 4, et supprimer les autres. Les conditions de fonctionnement sont donc essentiellement différentes.

donne un mouvement vibratoire simple; l'ensemble des deux, un mouvement résultant circulaire simple d'une masse excentrée, que l'on peut équilibrer par des contrepoids équivalents placés à l'opposé des manivelles.

Nous nous sommes attaché, dans le courant de cette étude, à faire ressortir l'importance pour un paquebot du poids des pièces à mouvement circulaire, et de leur équilibrage. Il y a encore, pour un paquebot, une raison particulière d'équilibrer ces pièces à mouvement circulaire : c'est que, en procédant ainsi, on supprime toutes les réactions horizontales. Il y a une différence essentielle entre la coque du paquebot et celle d'un navire de guerre; dans le navire de guerre, les ponts peuvent être considérés comme continus, et l'on ne commet pas d'erreur en prenant d'une façon intégrale pour chercher la période de vibration de torsion, comme l'a fait l'Ingénieur Américain Melville, le moment d'inertie polaire d'une section transversale; on arrive ainsi à trouver une période de vibration si courte, que vraisemblablement la machine ne peut contribuer par ses mouvements principaux à en augmenter l'amplitude.

Dans la Marine Française on ne se préoccupe pas outre mesure d'équilibrer les réactions horizontales.

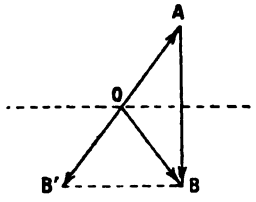
Pour un paquebot il en est tout autrement : la coque est crevée de bout en bout par les compartiments des machines, les grillages des chaufferies, les descentes des passagers, les panneaux de charge, etc.; si l'on voulait prendre le moment d'inertie polaire d'une section transversale, pour évaluer la période de vibration à la torsion, on commettrait l'erreur d'assimiler un tube fendu tout le long d'une génératrice à un tube sain, et, cependant, ces deux corps ont la même section transversale. On peut constater sur certains paquebots des vibrations de torsion très accentuées, et de périodes comparables à celles de la machine. Ce qui caractérise donc le paquebot est le gros poids des arbres *built-up,* susceptibles de donner des réactions horizontales et la grande déformabilité de la coque à la torsion. L'équilibrage des forces d'inertie horizontales s'impose donc pour deux raisons, que l'on ne retrouve pas dans la Marine de guerre.

La méthode que nous avons exposée donne les contrepoids minimum; d'autre part, elle n'admet pas la surcharge des pistons; il reste, après disposition convenable des tiroirs, un couple de tangage vertical; sur la machine en construction dont nous avons parlé, ce couple est calé d'une façon telle, qu'il peut être équilibré par une surcharge des contrepoids dans l'axe des manivelles extrêmes. Si l'on surcharge ces contrepoids, on fait disparaître l'équilibrage absolu des efforts d'inertie horizontaux, et le couple vertical est descendu dans le plan horizontal. Si le couple résiduel du plan vertical est petit, en ne surchargeant les contrepoids que de la quantité nécessaire pour en équilibrer la moitié, on ne fera descendre dans le plan horizontal que la moitié d'un couple déjà faible, et l'équilibrage général aura vraisemblablement

gagné; c'est la solution à laquelle on s'est arrêté. On obtient ainsi un couple de tangage de longueur constante tournant autour de l'arbre, mais en sens inverse du sens de rotation de l'arbre.

L'axe du couple résiduel résultant se compose, en effet, de deux vecteurs : l'un OA (*fig.* 12) tournant avec l'arbre, et dû aux pièces animées d'un mou-

Fig. 12.



vement circulaire, l'autre AB vertical, à déduire du premier, dû aux pièces à mouvement alternatif, et qui n'est que la projection sur le plan vertical d'un vecteur fictif AB' double de OA et dirigé exactement en sens inverse, tournant avec OA. Le vecteur résultant est OB égal à OA, mais symétrique par rapport à l'horizontale, c'est-à-dire tournant en sens inverse.

EMPLOI DES MOTEURS A EXPLOSION

POUR LA PROPULSION DES NAVIRES,

PAR M. GEORGES VILLE.

Quoique déjà ancien, le moteur à explosion est resté jusqu'à ces dernières années d'un emploi assez restreint, surtout en matière de constructions navales, où pourtant ses qualités particulières auraient dû attirer l'attention des ingénieurs.

Il a fallu toutefois le prodigieux et tout récent développement des voitures automobiles, pour nous mettre en possession d'un moteur remarquable à tous égards par sa simplicité, sa légèreté et son rendement.

C'est ce moteur qu'on applique aujourd'hui à de nombreuses embarcations, et nous assistons au début d'un grand mouvement en faveur de la *navigation automobile*, dont le meeting de Monaco a été une des premières et significatives manifestations.

Néanmoins, les conditions de fonctionnement d'un moteur sont trop différentes sur une voiture et sur un bateau, pour qu'il n'y ait pas avantage à construire des moteurs spéciaux, étudiés pour s'adapter plus parfaitement aux différents types de bateaux sur lesquels ils peuvent être appliqués avec succès.

Tandis que sur une voiture l'état du sol et le profil de la route nécessitent de continuelles variations de puissance, et permettent à ce moteur essentiellement irrégulier de ne pas travailler longtemps à pleine charge, sur un bateau, l'accouplement direct du moteur à l'hélice et la grande résistance de l'eau réclament un effort constant et régulier, d'où la nécessité d'employer des appareils beaucoup plus robustes, capables de tenir la pleine charge aussi longtemps que cela est nécessaire, sans échauffement ou usure anormale.

Il conviendra aussi de perfectionner les organes de régulation et d'augmenter leur sensibilité, tout en cherchant à réduire la vitesse de rotation.

Il nous semble qu'on peut considérer quatre séries de types de moteurs répondant aux besoins suivants :

a, Embarcations de mer ou de rivière, canots, vedettes, chaloupes.

b, Bateaux de mer de moyen tonnage, bateaux de pêche, yachts.
c, Chalands.
d, Torpilleurs et submersibles.

a. Première catégorie. — Pour les bateaux de cette catégorie, qui sont surtout des bateaux de plaisance, d'un service intermittent, le faible encombrement, la propreté, la rapidité de mise en marche, sont plus à considérer encore que l'économie de consommation et d'entretien; on emploiera des moteurs très analogues comme construction aux moteurs de voitures automobiles, qui ont à un haut degré les qualités requises, le combustible pouvant être l'essence ou l'alcool, malgré leur inflammabilité (le danger au reste ne semble pas plus grand sur un bateau que sur une voiture), l'allumage électrique, en particulier la magnéto, et l'échappement dans l'eau, évitant autant que possible toute chance fortuite d'incendie.

Les courses de Monaco ont mis en lumière les résultats remarquables que peuvent fournir de semblables moteurs, résultats tout à l'honneur de l'industrie française, parmi lesquels nous citerons seulement les performances accomplies par *Trèfle-à-quatre,* bateau de 10^{m}, moteur Georges Richard-Brazier, cylindrée $9^{l},900$, qui a couvert 200^{km} en $5^{h}16^{m}$, dépassant pour la première fois une allure de 20^{n} et la soutenant avec une grande régularité, et *Lutèce,* mû par un moteur Panhard-Levassor de $13^{l},672$ de cylindrée, qui fit 175^{km} en $5^{h}6^{m}9^{s}$.

Remarquons en passant que ces *racers* ont triomphé facilement de leurs concurrents munis de plusieurs moteurs actionnant des arbres d'hélices séparés, et développant des forces beaucoup plus élevées (elles atteignaient jusqu'à 150^{chx} à 180^{chx}). Le problème paraît en effet fort difficile, et en tous cas assez mal résolu jusqu'à présent, d'obtenir, de moteurs absolument indépendants les uns des autres, une marche régulière et un synchronisme suffisant pour n'avoir pas besoin de recourir à de trop importantes manœuvres de gouvernail.

C'est là un point qui reste à résoudre pour le succès des arbres *multiples.*

b. Deuxième catégorie, bateaux de mer de tonnage moyen.

Ces bâtiments nécessitent des moteurs puissants de 50^{chx} à 200^{chx} et plus, qui devront être tout spécialement étudiés en vue d'une marche ininterrompue de plusieurs jours. Ils seront alimentés au *pétrole lampant ordinaire,* facile à se procurer dans tous les ports. L'allumage *par incandescence doit être proscrit,* à cause du danger d'incendie, et ensuite parce que, donnant une avance constante, il diminue beaucoup la souplesse du moteur, qualité indispensable; enfin il est dangereux pour la mise en marche à la main.

La régulation se fera sur l'admission, non par *tout ou rien,* moyen brutal qui déséquilibre le moteur, mais en agissant progressivement sur la qualité ou la quantité du mélange admis dans ce dernier cas; la compression devra

néanmoins rester constante afin que l'utilisation du combustible soit toujours aussi parfaite que possible.

Pour la vitesse de ces gros moteurs, il n'y a pas intérêt à dépasser, quant à présent, 300 tours environ, afin d'avoir une bonne utilisation de l'hélice et de supprimer les trépidations.

Nous ne pensons pas qu'on doive augmenter le nombre des cylindres au delà de 4 ou 6; ce dernier cas donnant l'équilibrage le plus parfait et faisant disparaître les points morts, parce que, entre la complication du mécanisme et la difficulté de réglage, il devient presque impossible d'obtenir une carburation identique, et par suite une force égale pour chacun des cylindres. Pour de très gros moteurs, les cylindres à double effet sont tout indiqués; mais la construction en est plus délicate et plus compliquée, ainsi que le graissage; par contre la rotation est plus régulière et l'encombrement réduit.

La mise en marche à la main au moyen d'engrenages démultiplicateurs et d'un débrayage automatique est peu recommandable; elle est même impossible pour les puissances élevées (signalons pour mémoire l'idée bizarre qui a été émise d'employer une charge de poudre qu'on fait exploser dans un des cylindres). On peut se servir dans le même but d'un petit moteur auxiliaire, lorsqu'on en a l'emploi à bord pour d'autres usages.

La solution la meilleure et la plus élégante paraît être l'air comprimé. La complication du mécanisme de distribution est insignifiante, et l'on a la faculté d'obtenir par le même moyen le renversement de marche, supprimant ainsi le système bien connu d'engrenages différentiels, très pratique pour les petites forces, mais coûteux et peu maniable pour les grandes.

L'air comprimé nécessaire à ces manœuvres peut être fourni par des pompes, ou pris dans les cylindres au moyen d'une soupape automatique à chaque explosion.

Un moteur à pétrole ainsi conçu ressemblera beaucoup, par sa forme, sa construction et son poids, à une machine-pilon à grande vitesse; les matériaux employés étant de qualités similaires, le prix peut en être sensiblement le même; on réalisera donc l'économie de la chaudière et du condenseur.

c. Troisième catégorie, chalands.

Tout autre est la solution pour la propulsion des chalands.

Leur très faible vitesse ne nécessite qu'un moteur peu puissant, et le bas prix du fret oblige à une consommation aussi réduite que possible; il était donc naturel qu'on songeât au combustible bon marché par excellence, le *gaz pauvre,* dont l'emploi se généralise beaucoup pour les installations fixes.

Des essais dans ce sens sont faits notamment par la maison Capitaine en Suisse, et en France par MM. Desbois, Rancelant et Ollivaud, à Choisy-le-Roi.

Il ne paraît pas, à moins de perfectionnements très importants, que l'application de ces moteurs puisse être fructueuse sur des bateaux de mer.

Au delà de 200^{chx} environ, le gaz pauvre cesse en effet d'être plus économique que la vapeur.

La marche continue oblige à nettoyer les gaz dans des laveurs dont l'encombrement s'ajoute à celui déjà assez considérable des gazogènes et du combustible solide. De plus, les appareils étant placés dans un endroit clos, si des fuites venaient à se produire (on sait combien la fonte chauffée à une certaine température est perméable aux gaz), elles pourraient être extrêmement toxiques pour l'équipage, car le gaz pauvre contient beaucoup d'oxyde de carbone. Enfin la mise en route est assez longue et quelquefois difficile.

d. Quatrième catégorie, torpilleurs et submersibles.

L'emploi du moteur à pétrole nous paraît destiné à un grand avenir pour les petites unités de la marine de guerre. C'est le moteur qui, à puissance égale, est le plus léger, le plus simple, le moins encombrant. Il ne produit ni feu, ni fumée; l'échappement dans l'eau, et des *silencieux* convenables rendent le bruit fort peu sensible. Ce sont là des qualités importantes sur de petits bâtiments, que l'on cherche à faire passer inaperçus.

Dans les submersibles qui se rattachent au type *Holland,* et qui font l'objet d'essais suivis chez la plupart des grandes puissances maritimes, le moteur à pétrole sert à la propulsion à la surface, et à la charge des accumulateurs. En plongée, les dynamos devenues motrices actionnent les hélices. Le moteur est alors débrayé ou tourne à vide.

Cette double machinerie a l'avantage, au point de vue du moteur, de ne nécessiter aucun dispositif spécial pour la mise en route ou la marche en arrière, ces manœuvres se faisant grâce aux dynamos. Dès lors, de tels moteurs ressembleront beaucoup par leur forme et leur construction aux gros moteurs d'automobiles, la légèreté nécessaire étant obtenue par l'emploi de matériaux spéciaux extra-résistants : acier au nickel pour les arbres-manivelles et les bielles, acier coulé pour le bâti, etc.; cette légèreté et l'accouplement direct avec les dynamos nécessitent une vitesse de rotation très élevée.

C'est ainsi qu'il nous a été demandé pour un submersible construit à l'étranger des moteurs de 200^{chx} effectifs à 500 tours, pouvant tourner jusqu'à 650 tours, et susceptibles de fournir à cette vitesse 150^{chx}; le poids maximum ne devant pas dépasser 4^{t} par moteur.

Comme les dynamos sont suffisantes pour tenir lieu de volant, on pourrait arriver à 10^{kg} par cheval environ, sans compromettre en rien la solidité de la construction.

Dans de semblables moteurs, plus encore que dans les machines à vapeur à grande vitesse, il y a intérêt à employer le graissage forcé pour diminuer l'usure des portées et éviter le grippage.

SUR LA DIFFICULTÉ

DE COMBINER

LE RENDEMENT ÉCONOMIQUE DES CHAUDIÈRES

AVEC LEUR SÉCURITÉ DE FONCTIONNEMENT,

PAR M. C.-E. STROMEYER,

Ingénieur en chef de la « Manchester Steam Users Association ».

MONSIEUR LE PRÉSIDENT, MESSIEURS,

J'ai été très honoré de la manière aimable dont vous m'avez convié à lire un mémoire à la session de l'Association Technique Maritime, et, puisque mon nom s'est surtout fait connaître dans les questions relatives aux chaudières, c'est avec une de celles-ci que je me présente devant vous.

Ceux qui cherchent à pénétrer les questions techniques s'aperçoivent presque toujours que les idées que l'on croit neuves ont déjà vu le jour prématurément plusieurs fois; par exemple, les chaudières à tubes d'eau, et les surchauffeurs sont contemporains des premières machines à vapeur, mais les circonstances contraires, matériaux ne se prêtant pas à leur réalisation, etc. ont empêché de les adopter plus tôt. Dans la plupart de ces cas, plus particulièrement quand une question est devenue mûre pour des recherches sérieuses, c'est en France que nous trouvons non seulement les premières spéculations scientifiques, mais, souvent aussi, les seules complètes. Ainsi, pour l'élasticité, nous trouvons Euler, Saint-Venant et d'autres Français, posant eux-mêmes les problèmes il y a bien des années, et les résolvant de façon si complète, que leurs travaux ont été et sont tout désignés pour servir en fin de compte de guides aux praticiens. Votre compatriote Fourier nous a expliqué aussi les lois de transmission de la chaleur, question qui intéressera naturellement toujours les fabricants de chaudières ; cependant c'est à peine s'ils existaient de son temps. Ceci posé, il semblera tout naturel que je me présente à vous, non pour vous parler de recherches que j'ai faites, mais pour vous entretenir d'un problème dont la solution est encore à trouver, problème de la plus haute importance pour ceux qui emploient la vapeur. Quoiqu'elle paraisse assez facile à résoudre, quand on la pose dans sa forme

la plus simple, comme en tête de ce mémoire, la question se complique de plus en plus, comme on va le voir d'ici peu, quand on établit une comparaison avec des expériences pratiques.

Voici l'exposé du problème :

Le rendement calorique maximum qu'on puisse atteindre dans une chaudière correspond exactement à l'addition au combustible de la quantité d'air exigée théoriquement pour la combustion complète. Cette addition d'air minimum crée une température maximum, capable de fondre même l'acier, et qui, se produisant dans ou sous une chaudière, cause des ennuis qui se manifestent d'une façon particulièrement sérieuse dans les chaudières à tubes d'eau.

Pour fixer autant que possible les températures admissibles, j'ai fait quelques calculs en partant d'un combustible hypothétique ayant à peu près la composition du charbon de navigation Nixon :

	Pour 100.
Carbone	88
Soufre	0,7
Hydrogène	4
Azote	1
Humidité	3
Cendres	3,3

J'ai supposé cinq conditions de combustion :

A. Combustion incomplète, sans formation de CO^2 ;

B. 10 pour 100 de carbone incomplètement brûlé avec formation de CO^2, 90 pour 100 de carbone complètement brûlé avec formation de CO.

C. Combustion parfaite ; ni manque, ni excès d'air ;

D. Combustion parfaite avec 10 pour 100 d'air en excès.

E. Combustion parfaite avec 100 pour 100 d'air en excès.

La composition chimique des gaz perdus et l'accroissement initial de température de la flamme sont donnés dans la Table suivante.

Composition volumétrique des gaz perdus (l'air est supposé composé de 20,8 pour 100 d'O. et 79,2 pour 100 d'Az.)

	Combustion				
	Incomplète.		Complète.		
Cas	A.	B.	C.	D.	E.
$CO^2 + SO^2$ (pour 100)	0,09	17,52	18,78	17,01	9,27
CO (pour 100)	29,08	1,94	0	0	0
O (pour 100)	0	0	0	1,93	10,53
Az (pour 100)	70,83	80,54	81,32	81,16	80,20
Total	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00
Rapport de *l'air employé* à l'air nécessaire (pour 100)	55,90	95,54	100,00	110,00	200,00
Perte par combustion incomplète (pour 100)	60, 3	5,0	0	0	0
Température dépassant celle de l'air C°	1730	2655	2699	2471	1404

D'après M. Pictet (*Comptes rendus*, 1879), le fer fond à 1600°, et l'osmium à 2500°, tandis que la fonte entre en fusion entre 1000° et 1200°. Donc, dans les conditions ordinaires de chauffe des chaudières, qui sont généralement pires que le cas E, la fonte elle-même fondrait tout juste dans une flamme de foyer; mais les conditions changeraient du tout au tout si l'on obtenait la combustion parfaite comme dans le cas C; alors nos foyers de chaudières fondraient même l'osmium, et naturellement aussi les garnissages en silice et magnésie entreraient rapidement en fusion.

Or il n'est pas facile d'obtenir une combustion parfaite, excepté avec les foyers à revêtement de briques, car, si nous fournissons juste la quantité d'air nécessaire, et si nous ne mélangeons pas complètement les gaz d'échappement quand ils sont encore à la température du rouge blanc, ils se trouveront, à l'analyse, contenir à la fois de l'oxyde de carbone libre et de l'oxygène libre. Un grand perfectionnement en ce qui concerne la combustion s'obtient en chauffant l'air introduit sous les grilles simplement entre 100° et 300°, mais alors, et plus particulièrement parce que cet arrangement assure de meilleures conditions de combustion, la possibilité existe d'approcher de 3000°.

Estimons maintenant le rendement maximum que puisse atteindre un foyer de chaudière, c'est-à-dire le pourcentage de chaleur totale effective qui passe à travers les surfaces de chauffe dans l'eau.

Pour fixer les idées, supposons la température de l'eau dans la chaudière 200°, soit 180° au-dessus de celle de l'atmosphère, que je prends égale à 20°. Supposons également que la chaudière a une surface de chauffe suffisante pour refroidir les gaz perdus jusqu'à 300°, soit 100° au-dessus de la température de l'eau de la chaudière, et 280° au-dessus de la température de l'atmosphère; dans ces conditions il est clair que la perte de chaleur due à la cheminée est le rapport de la température de 280° à l'excès de température initiale calculé. De plus, dans les cas A et B, il faudra ajouter 60,3 et 5,6 pour 100 dus aux pertes pour combustions incomplètes.

Estimation des pertes de chaleur et rendement de la chaudière.

Cas	A.	B.	C.	D.	E.
	pour 100.				
Perte due à la cheminée	76,5	16,1	10,4	11,3	20,0
Rendement de la surface de chauffe	23,5	83,9	89,6	88,7	80,0
Moins le rayonnement, soit	10,0	10,0	10,0	10,0	10,
Rendement net de la chaudière	13,5	73,9	79,6	78,7	70,0

Si nous utilisons la chaleur des gaz d'échappement, comme dans les systèmes de tirage forcé d' « Ellis et Eaves » et celui d' « Howden », et si nous chauffons suffisamment l'air introduit pour ramener l'excès de température

des gaz d'échappement à 160° au lieu de 300°, les températures initiales du foyer estimées plus haut et les rendements de la chaudière donneront :

Cas	A.	B.	C.	D.	E.
Température initiale C°	1910	2790	2839	2611	1544
Rendement net de la chaudière (p. 100).	21,1	79,1	84,8	84,3	80,0

Ici nous voyons une fois de plus que l'accroissement de rendement est contrebalancé par une température initiale du foyer plus élevée, mais nous voyons aussi, en comparant les cas C et E, qu'une augmentation de 140° dans la température déjà excessivement élevée dans le premier cas est accompagnée par un gain de 5 pour 100 seulement de rendement, tandis que, dans le cas E, l'élévation de la température à 1544° correspond à un accroissement de rendement de 10 pour 100. Ceci semblerait indiquer qu'un moyen d'abaisser la température, tout en conservant un haut rendement, est d'admettre un excès d'air, considérablement chauffé au préalable.

On sait que l'action refroidissante des tôles de chaudières sur la flamme se traduit par une interruption de la combustion et une production de fumée, et, comme on l'a déjà mentionné, les meilleurs résultats sont probablement atteints uniquement à l'intérieur des foyers en briques; mais, à moins de refroidir la flamme par un excès d'air, les briques sont sûres de fondre, même si on les recouvre d'un enduit de « carborundum ». Évidemment, il est désirable de protéger les tôles de chaudières contre les flammes jusqu'à combustion complète. Ceci peut jusqu'à un certain point se faire en se servant de très grands foyers, pratique plus commune sur le continent qu'en Angleterre.

Dans ce cas, le volume de la flamme est grand, comparé à sa surface refroidissante, et la fumée qui peut se former a des chances de se mélanger à la flamme voisine et d'être brûlée à nouveau. D'autre part les chaudières à tubes d'eau ne se prêtent pas à une nouvelle combustion des gaz prématurément venus au contact des tubes.

Malheureusement pour ces tubes, ils sont heurtés par des flammes souvent à leur température maximum, tandis que dans les foyers cylindriques il y a forcément, dans le cas général, un écran de flammes partiellement refroidies, qui rampe le long des tôles et les préserve efficacement de la chaleur.

La modification que l'Amirauté Britannique a apportée dans la chaudière Belleville est de celles qui, poussées plus à fond, peuvent peut-être permettre d'atteindre un haut rendement avec des températures relativement basses. Dans ces chaudières les flammes, après le parcours d'une rangée de tubes, qui les éteint, sont restaurées dans une deuxième chambre de combustion et passent de là à travers une deuxième rangée de tubes.

Si ces chaudières ou d'autres pareilles marchaient avec une couche de charbon de 60^{cm} à 80^{cm} d'épaisseur, interdisant en pratique toute production

de CO^2, la température initiale de ces gaz serait à peu près 1750°, comme dans le cas A. Si donc la surface de la rangée inférieure de tubes était prise suffisante pour refroidir ces gaz à 700°, si l'on admettait un excès d'air au-dessus de ces tubes de façon à donner naissance à une deuxième combustion, il se produirait une élévation de température de 1000°, donnant en totalité 1700°, et ces gaz viendraient en contact avec la deuxième rangée de tubes.

C'est probablement à une cause analogue, que les chaudières Belleville de l'Amirauté Britannique doivent de s'être montrées très économiques.

Le rendement, surtout dans les steamers, est intimement lié avec la question d'encombrement et de poids des chaudières, et, comme pour des rendements égaux, la surface de chauffe doit, *grosso modo*, être proportionnelle au poids des gaz perdus, il est évident qu'une chaudière travaillant dans les conditions E devra être le double d'une travaillant dans les conditions C, et que l'idée d'employer un excès d'air chaud convient admirablement pour les installations terrestres, où l'encombrement et le poids sont négligeables, et pas du tout pour les steamers. Avoir à fournir une quantité limitée d'air, plus particulièrement s'il est chauffé, occasionne des ennuis; aussi comme ce système est largement employé sur mer, nous sommes naturellement amenés à la conclusion que, pratiquement, on en introduit encore un large excès dans les foyers, et qu'on réduit ainsi sérieusement leur rendement.

Nous avons maintenant à examiner l'influence des hautes températures sur le fonctionnement des chaudières. Des expériences ont été faites récemment par M. Austin au Laboratoire de physique national de Charlottenbourg, et par le Dr Russner, qui montrent que, même pour les vaporisations plutôt faibles dont on s'est occupé, il y avait une sensible différence de température entre la tôle du foyer et la masse de l'eau. Le Dr Russner mentionne une différence de 20° avec une production de vapeur nulle. Ce que seraient les conditions si l'on pouvait obtenir des différences de température de 2000°, personne ne peut le dire, cependant ces différences se présentent très certainement dans les chaudières, plus particulièrement dans les chaudières à tubes d'eau. Nous pouvons imaginer une colonne d'eau circulant dans un tube enveloppé d'une flamme au rouge blanc, et cette eau relativement assez froide actuellement pour ne pas se vaporiser instantanément; n'est-il pas très probable alors que des différences de température de plus de 100° entre l'eau et le tube peuvent se produire occasionnellement, ce qui implique que la température intérieure du tube peut parfois atteindre $200° + 100° = 300°$, ou à peu près la température de fusion du plomb, température à laquelle, on le sait, le fer et l'acier commencent à perdre beaucoup de leur résistance.

Ma conviction mentionnée dans les *Transactions of the Institution of Naval Architects*, 1902 (Vol. XLIV, p. 203), que le bouillonnement tumultueux est dû principalement à une couche d'eau surchauffée située près de la surface de chauffe, rend compte des chocs entendus parfois dans les chaudières marchant à outrance par M. Bellens : *La Mécanique à l'Exposition de* 1900,

pages 24 et 25, et par d'autres, et, s'ils sont accompagnés de la formation de grosses bulles de vapeur, il n'est pas difficile de concevoir comment un tube d'eau plein de vapeur à l'intérieur, et entouré d'une flamme au rouge blanc à l'extérieur, peut aisément passer au rouge sombre et même au rouge.

On a avancé que, plus on approchait de la température critique de la vapeur et de l'eau, en augmentant la pression de la chaudière, diminuant ainsi d'autant la chaleur latente d'évaporation, plus il était facile de produire l'état sphéroïdal.

Cette tendance peut aussi être favorisée par l'état des tôles de chaudières, soit qu'elles soient recouvertes d'une mince couche de graisse, ou qu'il se soit formé des dépôts de poussière impalpable; car il résulte d'expériences de laboratoire que les fluides contenant des précipités ténus, surtout de l'oxalate de chaux, bouillent de façon très irrégulière, voire même explosible, et brisent parfois les parois de verre des éprouvettes. Tous ces sujets ont besoin d'être creusés, car il est extrêmement important pour les ingénieurs de savoir si les irrégularités d'ébullition, qui mènent à la surchauffe, sont dues aux sédiments ou dépôts sur les surfaces chauffées, ou si elles sont la conséquence fatale du contact de l'eau avec des tôles chauffées à haute température. Dans un des cas nous pouvons espérer purifier l'eau, et maintenir les surfaces chauffées propres, dans l'autre cas, nous sommes amenés à abaisser la température de combustion, ce qui, nous l'avons déjà indiqué, est synonyme de « diminution d'économie ».

Il ne sera pas nécessaire ici de nous occuper de la question de la transmission de chaleur des flammes à l'eau, sauf pour faire remarquer que, indépendamment des différences de température qu'on peut constater entre l'eau et la tôle adjacente, il y a à considérer la progression des températures dans la tôle elle-même, qui tend à rendre ovales les foyers cylindriques, et donne naissance à des efforts longitudinaux et circonférentiels très puissants dans les tubes d'eau chauffés extérieurement (*Trans. of the Inst. of Naval Architects*, t. XLIV, 1902, p. 195). Il est cependant désirable d'expliquer les effets de la surchauffe, et nous devons nous rappeler deux faits : 1° que l'acier doux se montre plus faible quand la température croît, et 2° que la surchauffe change de façon permanente les dimensions. Ainsi, des tubes dont les extrémités ont été renflées pour tenir dans les plaques à tubes, reviennent subitement presque à leurs dimensions primitives, et donnent lieu à des fuites, s'ils ont été portés à trop haute température; de plus, la partie inférieure des tubes d'eau, à l'endroit exposé à la flamme, se contracte, et oblige les tubes à prendre une flèche vers le haut s'ils ont été surchauffés. Le fait précis que ces déformations se produisent souvent prouve nettement qu'il y a fréquemment surchauffe, conséquence des impuretés, de la graisse et des hautes températures, ou de tout cela ensemble, et il est évident que si les tôles de chaudières sont portées à ces hautes températures, elles peuvent, sous les mêmes influences, devenir parfois tellement chaudes, que les matériaux

se montrent trop faibles pour supporter les efforts qui leur sont appliqués, et qu'il se produit des poches et même des déchirures.

Ces accidents sont si nombreux, qu'il n'est pas nécessaire de se référer à un cas particulier; mais la question se pose de savoir pourquoi ces surchauffes se présentent dans les chaudières marchant avec excès d'eau, et dans lesquelles les températures de flamme sont plutôt relativement basses. Pour y répondre, on se souviendra que l'on s'occupe uniquement de la composition moyenne des gaz d'échappement, et, par conséquent, aussi de la température initiale moyenne des foyers, quand on veut se rendre compte du rendement des chaudières; mais la moyenne des températures actuelles des foyers peut, à certains moments, être très élevée, si la chauffe est, entre temps, dans des conditions favorables, si l'épaisseur de la couche de combustible, la température, la composition du combustible sont celles qui doivent donner une combustion parfaite et de hautes températures; il est possible également que, par places, les températures de foyer soient occasionnellement excessives; quoi qu'il en soit, des expériences faites avec des chaudières à tubes d'eau et une chauffe automatique semblent montrer que les tubes placés au-dessus de certains points des grilles se sont cintrés, et ont dû être renouvelés plus fréquemment que les autres. Il faut de plus se souvenir que les gaz provenant des foyers contiennent, en moyenne, de l'oxygène, de l'acide carbonique et de l'oxyde de carbone, et la transition, locale ou temporaire, de la combustion avec excès d'air à la combustion avec manque d'air, qui doit se présenter quelque part, ne peut avoir lieu que sur une région voisine de la combustion parfaite et, par suite, de la température maximum.

L'état actuel de la question des chaudières peut donc se résumer brièvement comme suit : la combustion parfaite, avec une admission d'air minimum, donne un rendement maximum avec des dimensions de chaudière minima, mais conduit à des températures de foyer extrêmement élevées. Ces températures élevées causent dans les chaudières des troubles et des ennuis; il est donc très désirable de déterminer si ces ennuis sont inséparables des hautes températures de foyers, auquel cas il ne semble pas y avoir d'autre remède que de se résigner à un rendement peu économique avec un excès d'air et un encombrement excessif; ou si ces mauvais effets sont la conséquencé des dépôts, graisse, saletés, etc. Peut-être pourrait-on ajouter à l'eau quelque impureté pour lui donner un plus grand effet refroidissant sur les tôles de chaudière.

Si les difficultés indiquées pouvaient être surmontées, on pourrait espérer augmenter le rendement moyen des chaudières de 10 à 15 pour 100, et, en même temps, augmenter le travail fait par chaudière de 100 pour 100.

CONTRIBUTION A L'ÉTUDE

DE LA

CAVITATION DES HÉLICES,

PAR M. BROSSER,
Ingénieur en chef de la Marine.

Les personnes qui s'occupent de questions d'hélice sont familiarisées avec le phénomène dit de *cavitation* mis en évidence pour la première fois par les essais retentissants de la *Turbinia*.

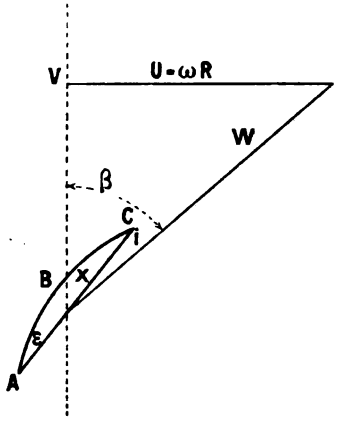
Cependant les conditions exactes dans lesquelles ce phénomène se produit, son influence sur le rendement du propulseur, sont encore peu connues, et, à défaut de résultats d'expérience, une théorie, même incomplète, peut toujours donner d'utiles indications. C'est ce qu'ont tenté de faire ici M. Normand et M. Rateau [1], en partant de la considération du cylindre d'eau attaqué, c'est-à-dire, au fond, en assimilant l'hélice à une turbo-machine, qui imprime une vitesse de recul à l'eau environnante. Cette assimilation, que l'on retrouve dans la plupart des ouvrages traitant de la propulsion des navires, ne semble pas légitime, vu que l'eau, dans son passage à travers l'hélice, n'est pas guidée ni contenue par des aubages. Les propriétés des turbines, qui supposent essentiellement cette condition remplie, ne sont donc pas applicables, en droit, à l'hélice. En fait, une turbine est un convertisseur d'énergie (du travail mécanique sur l'arbre en puissance vive d'un fluide, ou *vice versa*), tandis que l'hélice est plutôt un transformateur de force (du couple de rotation en effort de poussée), comme l'est par exemple une vis de pressoir. Le but des deux machines est donc bien différent, ainsi que le mode de fonctionnement; les théorèmes généraux de la mécanique, et les données de l'hydraulique rendent compte des propriétés de la première; les expériences du plan mince et la théorie de l'angle d'attaque nous paraissent plutôt convenir à l'étude de la seconde.

Soit ABC l'élément extrême d'une aile d'hélice, animé de la vitesse absolue W

(1) Voir *Bulletin de l'Association Technique Maritime*, Bulletins 1899, p. 1 et 1900, p. 75.

faisant l'angle d'attaque i avec la face travaillante AC, et l'angle maximum $i+\varepsilon$ avec le dos de l'aile AB à la sortie.

Par la pensée, nous pouvons décomposer le mouvement élémentaire de AB



en un glissement tangentiel (sans intérêt dans la question qui nous occupe) et en un déplacement normal

$$W \sin(i+\varepsilon) = \frac{U \sin(i+\varepsilon)}{\sin\beta}$$

représentatif, en gros, de la vitesse de remplacement de l'eau derrière AB, pour combler le vide laissé par cet élément.

Quand cette vitesse devient comparable à la vitesse maximum que prendrait l'eau dans le vide $\left[v=\sqrt{2g(10+h)}=14^{m}\right.$ environ, théoriquement$\left.\right]$ sous la charge « pression atmosphérique + profondeur d'immersion », l'eau ne suit plus le dos de l'aile, et la cavitation se produit, d'abord à l'extrémité de l'aile, puis de proche en proche jusqu'au moyeu, au fur et à mesure que le nombre de tours augmente. A partir de ce moment et même avant, à cause de la formation des vapeurs dans le vide, ou du dégagement de l'air dissous, ou de la précipitation de l'air atmosphérique, la densité du milieu diminuant, la dépression sur le dos de l'aile atteint un maximum, et la pression sur la face travaillante n'augmente plus en proportion du carré du nombre de tours; autrement dit tout nouvel accroissement de l'effort moteur sur l'arbre ne se traduit plus par une augmentation équivalente de la poussée de l'hélice : le recul augmente rapidement, l'utilisation baisse d'une façon anormale. La vitesse critique, à partir de laquelle le phénomène commence à se produire, et que pour les raisons énoncées ci-dessus il y a intérêt à ne pas atteindre dans la pratique, serait, d'après notre théorie élémentaire, donnée par l'égalité

$$mV = U\frac{\sin(i+\varepsilon)}{\sin\beta},$$

m étant un coefficient < 1, d'où

$$U = mv \frac{\sin\beta}{\sin(i+\varepsilon)}$$

avec

$$V = \frac{U}{\operatorname{tang}\beta} \quad \text{et} \quad i = \beta - \alpha, \quad \operatorname{tang}\alpha = \frac{\pi D}{H}.$$

Ces relations donnent lieu aux vérifications suivantes :

a. Pour chaque hélice il existe une vitesse circonférentielle limite et une vitesse maximum du navire, qu'il convient de ne pas dépasser sous peine de *cavitation.* Cette limite est d'autant plus élevée : 1° que les ailes sont plus minces et plus profondément immergées, autrement dit que le diamètre est plus petit ou la puissance moindre; 2° que l'angle d'attaque à l'extrémité de l'aile est plus faible, ce qui conduirait, sur les bateaux à grande vitesse, à diminuer le pas à l'extrémité. En moyenne, avec les caractéristiques ordinaires

$$\operatorname{tang}\beta = 3, \quad i = 2^\circ \quad \text{et} \quad \varepsilon = 4^\circ \text{ à } 6^\circ$$

à l'extrémité des ailes, la vitesse circonférentielle ne dépasse pas 30^m sur les grands bateaux, 35^m sur les torpilleurs, 50^m sur les destroyers à turbines, correspondant aux vitesses respectives de 20, 25 et 32 nœuds environ.

b. Mais si l'on remarque qu'à vitesse circonférentielle égale, la vitesse du navire, qui est proportionnelle à $\frac{1}{\operatorname{tang}\beta}$, augmente quand β et α diminuent simultanément (pour un même angle d'attaque ou une même utilisation élémentaire), on conclut qu'il convient, quand la vitesse V dépasse les chiffres ci-dessus, de forcer le rapport du pas au diamètre. C'est ce que confirment les expériences de la *Turbinia,* et la pratique suivie par les constructeurs sur les derniers torpilleurs et contre-torpilleurs de 27 et 31 nœuds. Cependant on ne peut aller bien loin dans cette voie, car à trop diminuer $\operatorname{tang}\beta$ au-dessous de sa valeur normale 3 $\left(\text{ou } \frac{D}{a} \text{ trop au-dessous de } 1\right)$, on est conduit dans la détermination de la surface totale poussante,

$$\left(\frac{D}{a}\right)^2 \frac{nfD^2}{B^2} = \frac{R}{IK} \quad (^1),$$

à exagérer la fraction de pas ou à multiplier le nombre des hélices, ce qui est mauvais au point de vue du rendement général propulseur-coque, soit parce que les frottements sur les ailes prennent plus d'importance, ou que les différentes hélices en tandem sur un même arbre s'influencent mutuellement, soit encore parce que la résistance à la marche augmente du fait de

(1) Voir *Bulletin de l'Association Technique Maritime,* Bulletins de 1903, p. 218.

la présence d'appendices supplémentaires (supports, manchons, ...) sur les flancs de la carène.

e. Enfin la cavitation se produit d'autant plus tôt que l'angle d'attaque est plus grand; c'est le cas du remorquage ou de la marche au point fixe, et d'une façon générale toutes les fois que la résistance à la marche du navire augmente d'une façon anormale dans l'expression donnée plus haut de l'équilibre propulseur-coque.

Cette expression, qui peut s'écrire

$$\tfrac{1}{4}\pi n f D^2 = \frac{\pi}{4}\,\frac{RB^2V^2}{IK}\,\frac{\pi^2}{U^2} = \frac{P}{8U^2},$$

approximativement, en vertu des relations

$$U = \frac{\pi DN}{60}, \qquad a = \frac{60\,V}{N} \qquad \text{et} \qquad IK = 60 \text{ environ},$$

montre aussi que la condition

$$U \leqq 35^{m},$$

par exemple sur les torpilleurs, revient à dire que la poussée, par unité de surface, du disque projeté,

$$\frac{P}{\tfrac{1}{4}\pi n f D^2} = 8U^2 = 9800^{kg},$$

ne doit pas dépasser 1^{kg}, chiffre rond, par centimètre carré; ou encore, qu'à la limite de la cavitation (U constant) la résistance relative

$$\frac{n f D^2}{B^2}$$

doit croître comme le carré de la vitesse du navire. C'est la règle connue de Thornycroft et Barnaby.

Toutefois la règle ainsi formulée est incomplète, et peut induire en erreur dans l'établissement d'un projet d'hélice, car on peut toujours diminuer la poussée par unité de surface en augmentant convenablement la fraction de pas, tout en conservant un grand diamètre, partant une grande vitesse circonférentielle, ce qui est mauvais d'après ce que nous venons de dire. C'est pourquoi nous préférons conserver la règle $\frac{\pi DN}{60} \leqq U$; cette condition limite jointe à tangβ compris entre 3 et 2,3 par exemple, ou l'équivalent

$$30 > \frac{DN}{V(\text{nœuds})} > 23,$$

définit sûrement dans tous les cas le diamètre convenable à donner aux pro-

pulseurs rapides. J'entends le diamètre le moins défavorable; car la caractéristique d'une bonne hélice est toujours « grand diamètre, faible nombre de tours », deux choses incompatibles sur les torpilleurs à turbines où la multiplicité des petites hélices en tandem sur des arbres parallèles est certainement une cause d'infériorité, au point de vue de l'utilisation générale. Aussi les résultats satisfaisants constatés sur ces petits bateaux doivent-ils être attribués, selon nous, au seul avantage économique des turbines, qui permet, à égalité de surface de grilles des chaudières, de développer une puissance effective sur l'arbre notablement plus grande qu'avec une machine ordinaire à piston; mais cette puissance n'est pas si bien utilisée.

SENS DE ROTATION DES MACHINES

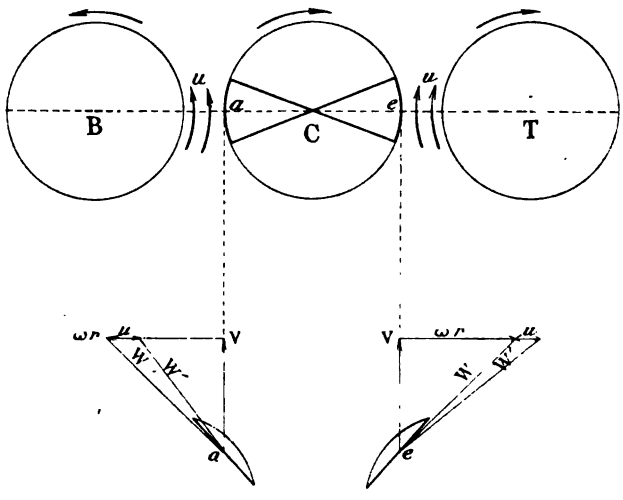
SUR LES NAVIRES A TROIS HÉLICES,

PAR M. BROSSER,
Ingénieur en chef de la Marine.

La question du sens de rotation des hélices doubles est à peu près complètement résolue aujourd'hui en faveur du sens des ailes *supra-divergentes,* dans le but uniquement de faciliter les évolutions du navire; car, au point de vue du rendement propulsif, il ne semble pas qu'il y ait avantage à adopter un sens plutôt qu'un autre, du moment que les hélices sont suffisamment immergées et éloignées des flancs de la carène.

Mais sur les navires à trois hélices, où la symétrie n'existe plus, la question reste entière, et il est permis de se demander si la règle actuellement suivie (hélice centrale et une hélice latérale tournant dans un sens, l'autre hélice latérale en sens contraire) est bien la bonne. C'est ce que nous nous proposons d'examiner dans la présente Note.

Considérons l'hélice centrale au moment le plus défavorable, où deux ailes



symétriques passent en même temps par l'horizontale. Du fait que ces ailes travaillent dans une eau troublée par le passage des hélices latérales (situées

sur l'avant), et animée, en particulier, d'un mouvement giratoire u, les conditions de fonctionnement sont tout à fait différentes d'un bord à l'autre. Du côté (a), par exemple, où la vitesse u est de même sens que la rotation ωr de l'aile, l'angle d'attaque est notablement diminué; il en est de même de l'utilisation, qui est surtout affectée par les variations en moins de l'angle d'attaque, tandis que la résistance à la rotation conserve à peu près la même valeur.

Par contre, de l'autre côté (e), où la vitesse u est opposée à ωr, l'angle d'attaque est augmenté, ce qui ne change pas sensiblement l'utilisation, mais accroît la résistance dans la même proportion.

Ce double effet est surtout marqué dans le voisinage du moyeu, où u est important par rapport à ωr; il en résulte, au total, que l'hélice centrale, si elle a mêmes dimensions que les hélices latérales, est dans de moins bonnes conditions que ces dernières, et que, en particulier, elle doit présenter une résistance à la rotation nettement plus grande, ce que l'expérience vérifie.

En tout état de cause, on pourrait améliorer cette situation désavantageuse de l'hélice centrale : 1° en réduisant le diamètre, pour, à la fois, diminuer la résistance et écarter les ailes du remous des hélices latérales; 2° en renforçant le moyeu pour supprimer l'effet particulièrement nuisible des remous dans cette région.

Mais cette double solution n'est qu'un pis-aller; la disposition rationnelle serait d'adopter un même sens de rotation pour les trois hélices, et de diminuer le pas de l'hélice centrale, afin de ramener la résistance et l'angle d'attaque à avoir les mêmes valeurs que sur les hélices latérales.

Bien entendu, cette solution ne vise que le rendement propulsif; elle laisse entièrement de côté la question relative à l'effet giratoire des hélices.

ÉTUDE SUR LES VIBRATIONS DES NAVIRES,

PAR M. LELONG,
Ingénieur principal de la Marine.

Les vibrations des coques métalliques sont dues, comme chacun sait, à l'action de forces périodiques provenant des forces d'inertie qui se développent dans les machines, ou des réactions exercées par les hélices.

Les conditions élémentaires dans lesquelles se présente le phénomène sont les suivantes :

Lorsque, pour une raison quelconque, l'équilibre des différentes parties de la charpente se trouve rompu, la coque est susceptible, en vertu de son élasticité, de prendre un nombre limité de régimes vibratoires de périodes bien définies, qui caractérisent les *vibrations libres*.

L'action des forces périodiques a pour effet de transformer ces vibrations libres en *vibrations forcées*, dont les périodes sont toujours celles des forces agissantes ([1]) et dont l'amplitude dépend de l'intensité des forces agissantes, de leur point d'application et surtout de l'écart entre les périodes des vibrations libres et des vibrations forcées.

Dans le cas où les vibrations libres et l'intensité de la force agissante s'expriment en fonction du temps par une fonction sinusoïdale simple de la forme $A \sin(\varepsilon t + \varphi)$, l'amplitude des vibrations forcées est maximum lorsque la période de la force est très voisine de la période des vibrations libres. Cette amplitude deviendrait même infinie sans l'intervention des résistances passives.

Dans le cas général où les vibrations libres et les forces agissantes se composent d'une superposition de fonctions périodiques simples, les vibrations forcées comprennent une série de mouvements vibratoires superposés, dont les périodes coïncident avec les périodes successives de la force agissante, et dont l'amplitude est également maximum dans le voisinage du synchronisme entre l'harmonique correspondant de la force agissante et un des harmoniques des vibrations libres.

([1]) Consulter CORNU, *Étude sur la synchronisation électro-magnétique* (*Bulletin de la Société internationale des Électriciens*, n° 107, avril 1894).

En résumé, les deux lois essentielles qui régissent le phénomène sont les suivantes :

1° La force agissante impose toujours sa période et celle de ses harmoniques;

2° Les amplitudes maxima correspondent approximativement aux cas de synchronisme entre les périodes des forces agissantes et celles des vibrations libres.

Ces lois simples suffisent à expliquer la plupart des faits saillants que montre l'expérience. En particulier, elles justifient la disproportion souvent constatée entre la grandeur des effets et la petitesse des causes ; mais elles ne sont d'une application facile que dans le cas où les mouvements et forces en jeu sont de la forme sinusoïdale simple. Or, il n'en est pas ainsi dans la réalité, et il arrive même que les harmoniques supérieurs exercent une influence comparable et parfois plus considérable que la fonction périodique fondamentale. C'est ainsi que l'amiral Melville a démontré (1) que les forces d'inertie du second ordre des machines sont susceptibles de produire, dans certains cas, des effets plus considérables que celles du premier ordre. Ainsi s'expliquerait l'insuffisance de certains procédés d'équilibrage étudiés en vue de combattre les effets du premier ordre seulement.

En réalité, l'étude des phénomènes vibratoires des navires apparaît de plus en plus complexe à mesure qu'on la pousse plus loin, sans chercher cependant à dépasser le degré d'approximation utile pour la pratique.

Nous nous proposons, dans la présente note, non pas d'aborder le problème général, mais seulement d'en approfondir quelques points, en particulier la nature de la loi d'amortissement, l'influence de la rigidité du carlingage des machines et les effets dus aux hélices.

Pour plus de clarté, nous résumerons l'ensemble de la question en glissant rapidement sur les parties connues, et en traitant au passage les questions sur lesquelles nous désirons insister.

Examinons d'abord l'influence des forces d'inertie des machines.

I. — Vibrations dues aux machines.

On sait que les forces d'inertie des machines sont intégralement transmises au plan de pose, et c'est donc leur valeur pure et simple que l'on doit envisager pour l'étude des vibrations. Nous considérerons principalement les forces d'inertie qui se produisent dans les organes de la transmission du mouvement du piston à l'arbre moteur. Prenons d'abord le cas d'un attelage isolé.

---

(1) *Voir* la série d'articles intitulés *Vibrations of steamships*, par le contre-amiral George-W. Melville (*Engineering*, t. LXXV, 1er semestre 1903).

On peut classer les forces d'inertie qui s'y développent en deux catégories [1] :

1° Les forces d'inertie de translation, qui sont produites par l'ensemble des pièces décrivant un mouvement alternatif, c'est-à-dire le piston, la tige, le patin et le tiers environ de la bielle. Ces forces sont constamment dirigées suivant l'axe du cylindre; elles sont variables en grandeur, et ont pour expression, en réduisant les facteurs numériques,

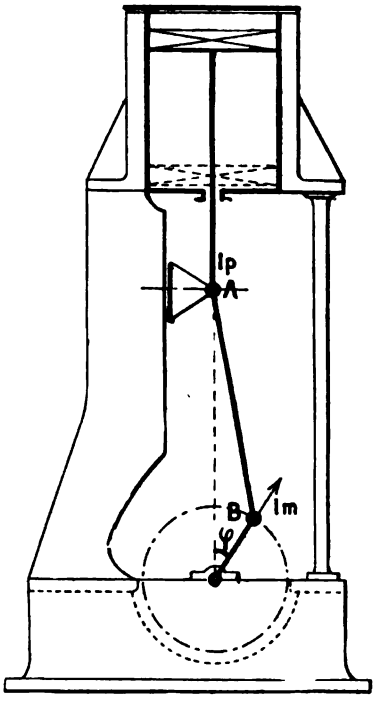
$$I_p = 0,000559\, P_1 C N^2 \left(\cos\varphi + \frac{1}{m}\cos 2\varphi\right).$$

P_1, poids des pièces alternatives;
C, course de la machine;
N, nombre de tours par minute;
φ, angle décrit par la manivelle à partir du point mort BV;
m, rapport de la longueur de la bielle au rayon de la manivelle,

en négligeant les termes de la parenthèse en $\frac{1}{m^2}$.

2° Les forces d'inertie de rotation qui sont entièrement produites par l'en-

Fig. 1.



semble des pièces tournantes, c'est-à-dire par les manivelles et les têtes de bielle.

---

[1] *Voir* Bertin, *Traité de machines marines*, pages 282 et suivantes.

Nous avons vu précédemment [1] qu'on pouvait concentrer en un point C, situé près de l'axe B de la tête de la bielle, la force d'inertie correspondant à la fraction de la masse de la bielle non concentrée au pied, soit environ les $\frac{2}{3}$ de la masse de la bielle. Pratiquement, on commet une erreur sans importance en admettant que le point C coïncide avec le point B. Nous supposerons dorénavant qu'il en est ainsi.

Soient

P_2, le poids concentré à la tête de la bielle;
p_2, le poids de la manivelle;
r, le rayon de la manivelle;
ρ, la distance du centre de gravité de la manivelle à l'axe de l'arbre moteur.

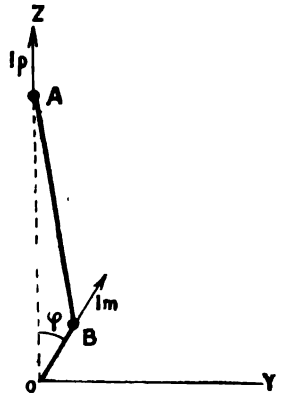
En supposant le mouvement de rotation de l'arbre rigoureusement uniforme, on a pour la grandeur I_m de la force d'inertie de rotation

$$I_m = 0,000559\,(rP_2 + \rho p_2)\,N^2.$$

Cette force est dirigée suivant le rayon de la manivelle, vers l'extérieur du cercle décrit. Elle est donc constante en grandeur, et variable en direction.

Si maintenant nous projetons l'ensemble des forces d'inertie sur l'axe OZ

Fig. 2.



du cylindre et un axe perpendiculaire OY, nous aurons, pour la projection suivant OZ,

$$Z = I_p + I_m \cos\varphi,$$

pour la projection suivant OY,

$$Y = I_m \sin\varphi.$$

Considérons maintenant le cas d'une machine à plusieurs attelages, en

[1] Voir *Bulletin de l'Association Technique Maritime*, année 1901, page 129.

supposant que les parties fixes soient reliées entre elles de manière à constituer un système indéformable, condition évidemment indispensable au bon fonctionnement. Il suffira, pour apprécier l'effet des forces d'inertie, de projeter ces forces suivant trois axes, et de prendre leurs moments par rapport à ces trois axes.

On pourra ainsi examiner le mouvement qu'elles tendent à donner au centre de gravité des parties fixes de la machine et à la machine autour de ce centre de gravité.

Considérons trois axes rectangulaires passant par le centre de gravité des parties fixes et dirigés :

OX, parallèlement à l'axe de l'arbre;
OZ, parallèlement à l'axe des cylindres;
OY, perpendiculairement aux deux précédents.

Soient ΣX, ΣY, ΣZ la somme des projections des forces d'inertie sur ces trois axes.

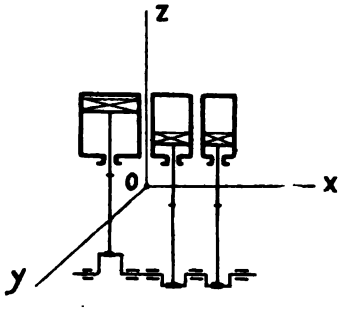
Toutes les forces d'inertie étant situées dans des plans perpendiculaires à OX, on aura évidemment $\Sigma X = o$.

Les forces ΣX et ΣZ tendent à communiquer à la machine des mouvements oscillatoires dirigés perpendiculairement et parallèlement à l'axe des cylindres.

Les moments M_x, M_y, M_z des forces d'inertie autour des trois axes tendent à communiquer à la machine des mouvements de rotation oscillatoires.

Les mouvements de tiroir donnent lieu à des forces et à des moments de même forme, mais d'une importance beaucoup moindre. On se dispense, en

Fig. 3.



général, de les calculer, mais leur prise en considération ne modifierait en aucune façon la plupart des conclusions qui vont suivre.

Influence de l'irrégularité du mouvement de rotation. — Les équations précédentes expriment les forces d'inertie en fonction des angles de la manivelle, et en supposant le mouvement uniforme. En maintenant cette dernière hypothèse, il suffit de poser $\varphi = \varepsilon t$ pour obtenir l'expression en fonction du temps.

Si le mouvement de rotation n'est pas uniforme, les expressions se compliquent et peuvent varier à l'infini.

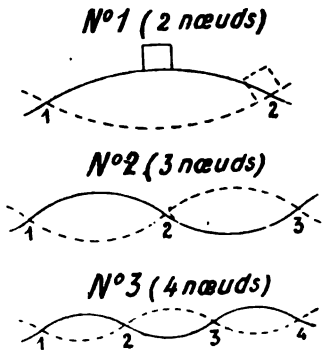
Ainsi que nous l'avons reconnu précédemment [1], les forces d'inertie s'expriment alors par une série de Fourier, dont les quatre premiers termes ont normalement une amplitude sensible. L'effet de l'irrégularité du mouvement de rotation est donc, en général, d'accroître l'importance relative des termes d'ordre supérieur au premier.

La charpente d'un navire étant très différente de celle d'un solide régulier, les vibrations libres affectent nécessairement des formes complexes. En principe, la coque peut donner lieu simultanément à des vibrations de flexion et à des vibrations de torsion.

Si nous considérons d'abord les vibrations de flexion, qui, ainsi que nous le verrons plus loin, paraissent de beaucoup les plus importantes, on peut les distinguer en vibrations horizontales et vibrations verticales. On se trouve ainsi ramené à l'étude des vibrations planes.

Ces mouvements vibratoires comprennent une vibration fondamentale et

Fig. 4.



des harmoniques. Nous reviendrons plus loin sur la loi de variation et sur l'importance de ces harmoniques. Pour le moment, considérons un mode vibratoire sinusoïdal simple de pulsation [2] $\eta = \frac{2\pi}{T_n}$.

Supposons qu'on applique une force périodique F en un point tel que M (*fig.* 5) dans le voisinage d'un ventre et dirigée parallèlement au déplacement vibratoire.

Nous admettrons que ces conditions sont celles pour lesquelles la force produira son maximum d'effet.

---

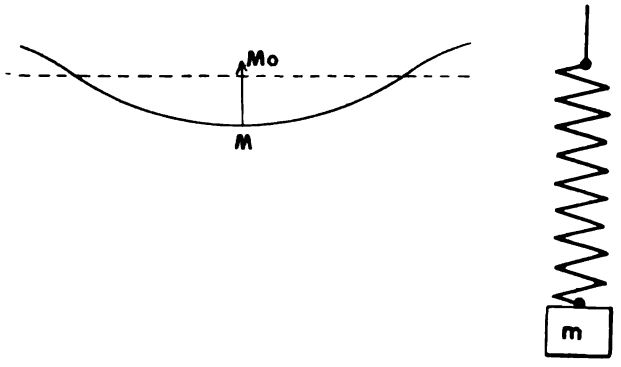
(1) Voir *Étude sur l'irrégularité du mouvement de rotation des machines marines* (*Bulletin de l'Association Technique Maritime*, 1902, p. 167).

(2) Nous employons ici les définitions adoptées en électricité : T_n étant la période, $\eta = \frac{2\pi}{T_n}$ est la pulsation, $\frac{1}{T_n}$ est la fréquence.

Le mouvement pris par le point M résultera de l'action combinée de la force F et les réactions élastiques exercées par la coque.

Si les vibrations de la coque s'exerçaient seules, et ne donnaient lieu à aucune déperdition d'énergie, le point M serait animé d'un mouvement pen-

Fig. 5.



dulaire simple, tel que celui que prendrait une masse m suspendue en M à un ressort tendu suivant la direction de MM_0.

Il est évident que l'on peut ainsi remplacer l'ensemble des réactions élastiques exercées par la coque sur le point M par un pendule élastique ayant même fréquence, même amplitude de déplacement, et dont l'énergie vibratoire serait égale à celle qui est emmagasinée dans toute la coque.

L'équation du mouvement d'un tel pendule élastique est

$$m\frac{d^2x}{dt^2} + Kx = 0,$$

d'où

$$x = a\cos\sqrt{\frac{K}{m}}\,t + \text{constante},$$

x étant le déplacement du point;
t, le temps;
a, l'amplitude du mouvement.

L'énergie vibratoire est égale à la force vive au passage par la position d'équilibre, soit

$$\frac{m}{2}\left(\frac{dx}{dt}\right)^2_{x=0} = \frac{m}{2}a^2\frac{K}{m}.$$

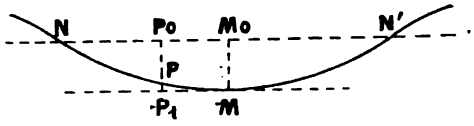
Pour évaluer l'énergie vibratoire emmagasinée dans la coque, nous assimilerons la courbe des amplitudes maxima entre deux nœuds N et N' à une parabole de sommet M.

Soit ϖ le poids d'une tranche par unité de longueur.

L'énergie emmagasinée suivant une longueur dl en un point P est égale à :

$$\frac{\varpi}{2g}\,dl\,\eta^2\,\mathrm{PP}_0^2 = \frac{\varpi}{2g}\,\eta^2\,\mathrm{MM}_0^2\left(1-\frac{\mathrm{PP}_1}{\mathrm{MM}_0}\right)^2 dl.$$

Fig. 6.



Mais, en vertu de l'équation de la parabole [1],

$$\frac{\mathrm{P_1P}}{\mathrm{MM_0}} = \frac{\mathrm{P_0M_0^2}}{\mathrm{NM_0^2}}.$$

En posant

$$\mathrm{MM_0} = a,$$
$$\mathrm{M_0P_0} = y,$$

et en négligeant l'écart très faible entre dl et dy, l'expression de la force vive devient

$$\frac{\varpi}{2g}\,a^2\eta^2\int_{-\mathrm{NM_0}}^{\mathrm{NM_0}}\left(1-\frac{y^2}{\mathrm{NM_0^2}}\right)^2 dy = \frac{8}{15}\,\frac{\varpi}{2g}\times \mathrm{NN'}\,a^2\eta^2.$$

Or, $\varpi\,\mathrm{NN'}$ est le poids du segment NMN' considéré; on a donc pour l'énergie vibratoire totale du navire

$$\frac{8}{15}\,\frac{\mathrm{P}}{2g}\,a^2\eta^2$$

ou, approximativement,

$$\frac{\mathrm{P}}{4g}\,a^2\eta^2.$$

Les valeurs de m et K du pendule élastique devront satisfaire aux conditions suivantes :

1° Synchronisme..... $\dfrac{\mathrm{K}}{m} = \eta^2$;

2° Égalité d'énergie..... $\dfrac{m}{2}\,a^2\,\dfrac{\mathrm{K}}{m} = \dfrac{\mathrm{P}}{4g}\,a^2\eta^2$,

d'où

$$m = \frac{\mathrm{P}}{2g},$$
$$\mathrm{K} = \eta^2\,\frac{\mathrm{P}}{2g}.$$

---

[1] Entre les coordonnées x_1, y_1, x_2, y_2 de deux points d'une parabole rapportée à son axe et à la tangente au sommet, on a

$$\frac{y_1^2}{x_1} = \frac{y_2^2}{x_2}, \qquad \text{d'où} \qquad \frac{x_2}{x_1} = \frac{y_2^2}{y_1^2}.$$

Si, maintenant, nous considérons l'action d'un moment s'exerçant dans le voisinage d'un nœud, les fibres de la coque tendent alors à prendre un déplacement angulaire autour d'un axe passant par le nœud et perpendiculaire au déplacement. On peut, comme dans le cas précédent, assimiler les réactions élastiques à celles d'un pendule élastique de torsion ayant même déplacement angulaire, même fréquence et même énergie emmagasinée.

Soient I le moment d'inertie de ce pendule, et α_0 le déplacement angulaire maximum.

L'énergie contenue dans le pendule élastique est égale à

$$\frac{I\alpha_0^2\eta^2}{2}.$$

Or, si l'on assimile, comme précédemment, le profil de la fibre déformée à une parabole, on a

$$\alpha_0 = \frac{2a}{NM_0}.$$

Soit ν le nombre des nœuds supposés équidistants, on a

$$NM_0 = \frac{L}{2\nu}, \qquad a_0 = \frac{4\nu a}{L},$$

L étant la longueur du navire.

On a, par suite, en égalant l'énergie du pendule à celle du navire,

$$\frac{16I\nu^2a^2}{L^2} = \frac{P}{2g}a^2,$$

$$I = \frac{P}{2g}\frac{L^2}{16\nu^2},$$

$$K = I\eta^2 = \eta^2\frac{P}{2g}\frac{L^2}{16\nu^2}.$$

Influence des résistances passives. — Le mouvement pendulaire que nous supposons ainsi est celui que prendrait le navire s'il n'y avait aucune perte d'énergie.

En réalité, les résistances passives absorbent peu à peu cette énergie; on voit que l'amplitude du mouvement diminue très rapidement, et s'annule, si elle n'est pas entretenue par une action extérieure.

Les résistances passives sont dues à la viscosité des matériaux composant la coque, à la viscosité de l'eau environnante et aux remous produits au sein de cette eau. La somme de ces résistances passives est une fonction de la vitesse $\frac{dx}{dt}$, qui peut être mise sous la forme d'une série

$$R = b\frac{dx}{dt} + c\left(\frac{dx}{dt}\right)^2 + \ldots.$$

Pour les faibles valeurs de la vitesse, telles que celles qui résultent des

vibrations, il est incontestable qu'il suffit de considérer les termes en $\frac{dx}{dt}$ et en $\left(\frac{dx}{dt}\right)^2$. Malheureusement les données manquent pour apprécier la valeur des coefficients b et c.

Certains auteurs attribuent une grande importance au coefficient c.

Or, il semble que le terme correspondant ne soit dû qu'à la force vive communiquée à l'eau entourant le navire. En appliquant les formules usuelles de résistance d'un plan mince pénétrant dans l'eau, nous verrons plus loin qu'on trouve pour c une valeur très faible, tout à fait insuffisante pour provoquer un amortissement de l'ordre de grandeur de ceux que l'on constate.

Nous ne conserverons dorénavant pour $\dot{R}$ que le terme $b\frac{dx}{dt}$, dont l'influence est en tout cas certainement prédominante pour les petites vibrations.

Nous possédons maintenant les éléments nécessaires pour apprécier l'action d'une force ou d'un moment périodique.

Action d'une force périodique agissant au milieu d'un ventre. — Écrivons l'équation d'équilibre d'un point M situé au milieu d'un ventre soumis :

1° Aux réactions de la coque représentées par le pendule élastique, dont les dimensions ont été déterminées ci-dessus ;

2° A la résistance passive $b\frac{dx}{dt}$;

3° A une force périodique $A\cos\varepsilon t$.

On a

$$m\frac{d^2x}{dt^2} + b\frac{dx}{dt} + Kx - A\cos\varepsilon t = 0. \tag{1}$$

Cette équation admet comme intégrale

$$x = Be^{-\frac{\beta t}{2}}\sin h(t - t_0) + a\cos\varepsilon(t - \theta) \tag{2}$$

en posant

$$\beta = \frac{b}{m}, \qquad h^2 = \frac{K}{m} - \left(\frac{\beta}{2}\right)^2,$$

$$a = \frac{A}{m\sqrt{\beta^2\varepsilon^2 + \left(\frac{K}{m\varepsilon^2} - 1\right)^2}},$$

$$\operatorname{tang}\varepsilon\theta = \frac{\varepsilon m}{\frac{K}{m} - \varepsilon^2},$$

B et t_0 étant des constantes dépendant des conditions initiales. Le premier terme de l'équation (2) diminue avec le temps d'autant plus vite que β est plus grand. Pratiquement, au bout d'un temps très court, la valeur de ce

terme devient négligeable, et la loi du mouvement est représentée avec une exactitude presque rigoureuse par l'équation

$$x = a \cos \varepsilon (t - \theta).$$

Le mouvement final est donc un mouvement pendulaire, dont la période est égale à celle de la force alternative agissante.

Il est d'ailleurs facile de construire géométriquement l'amplitude et la phase de ce mouvement.

Il suffit pour cela de remarquer que tous les termes de l'équation (1) représentent des mouvements pendulaires de même période.

En effet,

$$\frac{d^2 x}{dt^2} = -\varepsilon^2 a \cos \varepsilon (t - \theta),$$

$$\beta \frac{dx}{dt} = -\beta a \varepsilon \sin \varepsilon (t - \theta),$$

$$\frac{Kx}{m} = \eta^2 a \cos \varepsilon (t - \theta).$$

L'équation (1) peut s'écrire

$$(\eta^2 - \varepsilon^2) \cos \varepsilon (t - \theta) - \beta \varepsilon \sin \varepsilon (t - \theta) = \frac{A}{ma} \cos \varepsilon t.$$

Le premier membre est la somme de deux mouvements pendulaires rectangulaires.

Or, on sait qu'en vertu du théorème des projections, on peut représenter un mouvement pendulaire par un vecteur ayant pour longueur l'amplitude, et faisant avec une direction fixe un angle égal à la phase. La somme de plusieurs mouvements pendulaires de même période est un mouvement pendulaire, dont le vecteur s'obtient en composant les vecteurs de chacun des mouvements suivant la règle du parallélogramme.

Dans le cas présent, pour déterminer le vecteur représentatif du mouvement résultant, portons sur deux droites rectangulaires AB et BC des longueurs :

$$AB = \eta^2 - \varepsilon^2, \tag{3}$$

$$BC = \beta \varepsilon. \tag{4}$$

On aura pour les résultantes :

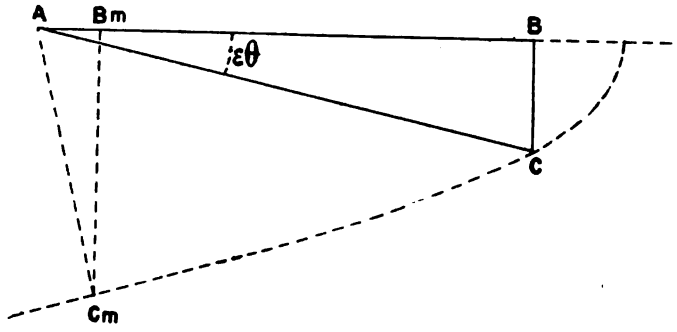
$$AC = \frac{A}{ma},$$

$$a = \frac{A}{m \times AC}.$$

Lorsque ε varie, le point A restant fixe, on voit, en éliminant ε entre les équations (3) et (4), que le lieu décrit par C est une parabole ayant comme axe la droite AB.

Le minimum de AC et par suite le maximum de l'amplitude a ont donc lieu lorsque le point B est très voisin de A, c'est-à-dire lorsque la fréquence de la force est un peu plus faible que la fréquence des vibrations libres de la machine.

Fig. 7.



Le maximum de a a pour valeur très approchée

$$a_{(\max)} = \frac{A}{m\beta\varepsilon}.$$

Action d'un moment appliqué à un nœud. — Si, au lieu d'une force appliquée à un ventre, nous considérons un moment $B\cos\varepsilon t$ appliqué à un nœud, nous obtiendrons une équation de même forme que (1) en remplaçant m par I et x par le déplacement angulaire α

$$(5) \qquad I\frac{d^2\alpha}{dt^2} + b'\frac{d\alpha}{dt} + K'x - B\cos\varepsilon t = 0.$$

Pour déterminer le coefficient b' en fonction de b, il suffit d'exprimer en fonction de b et de b' le travail des résistances passives pendant une vibration et d'écrire que les deux valeurs ainsi trouvées sont égales.

On a ainsi :

$$b'\int \frac{d\alpha}{dt}\,d\alpha = b\int \frac{dx}{dt}\,dx,$$

et comme

$$\alpha = \frac{4vx}{L},$$

$$\frac{16b'v^2}{L^2} = b,$$

$$b' = \frac{bL^2}{16v^2}.$$

On a vu, page 73, que

$$I = m\frac{L^2}{16v^2},$$

d'où

$$\frac{b'}{I} = \frac{b}{m} = \beta.$$

L'égalité des périodes vibratoires exige, d'autre part, qu'on ait

$$\eta = \frac{K}{m} = \frac{K'}{I},$$

d'où

$$K' = K\frac{L^2}{16\nu^2},$$

α est donc représenté par une expression analogue à celle de a, en remplaçant seulement la force $A\cos\varepsilon t$ par le moment $B\cos\varepsilon t$. Les mêmes remarques s'appliquent donc en ce qui concerne le maximum.

Influence de la rigidité du plan de pose. — Pour appliquer les résultats précédents à l'action exercée sur une coque par les forces d'inertie des machines, il faut admettre que la machine qui sert d'intermédiaire à la propagation des ondes vibratoires est reliée à la coque d'une façon absolument intime. Or, il existe un grand nombre de cas où l'élasticité du carlingage est suffisante pour permettre à la machine de prendre par rapport à la coque des déplacements, dont l'effet peut modifier profondément le résultat final de l'action des forces d'inertie.

On peut assimiler la machine montée sur un carlingage flexible à un pendule élastique susceptible de prendre une déformation linéaire sous l'influence d'une force ou une déformation angulaire sous l'influence d'un couple. Dans le premier cas, la masse m_2 de ce pendule doit être prise égale à la masse de l'ensemble des parties fixes de la machine considérées comme constituant un tout indéformable. Dans le second cas, le moment d'inertie I_2 est égal à celui de la machine autour de l'axe d'oscillation du carlingage. Dans les deux cas l'élasticité du carlingage est définie par une constante K_2 ou K'_2 telle que la force F (ou le moment M) soient reliés aux déplacements x (ou α) par les relations

$$F = K_2 x, \qquad M = K'_2 \alpha.$$

Les pendules élastiques ainsi considérés ont des périodes de vibrations propres de fréquence $\sqrt{\frac{K_2}{m_2}}$ et $\sqrt{\frac{K'_2}{I_2}}$.

Examinons d'abord le cas où la machine est située dans le voisinage d'un ventre de la coque, et où on la soumet à l'action d'une force périodique

$$F = A\cos\varepsilon t.$$

Soient K_1 et m_1 les constantes du pendule élastique auquel est assimilable la coque dans son ensemble.

Soient d'autre part x_1 et x_2 les allongements respectifs des pendules m_1 et m_2.

Écrivons les équations d'équilibre de ces masses. Outre la tension $K_1 x_1$, la force d'amortissement $b_1 \frac{dx}{dt}$ et la force d'inertie $-m_1 \frac{d^2x_1}{dt^2}$, la masse m_1 est

soumise à la tension $K_2 x_2$ du pendule m_2. La massse m_2 est soumise à la force d'inertie $-m_2 \frac{d^2(x_1+x_2)}{dt^2}$, à la tension $K_2 x_2$, à une force d'amortissement $b_2 \frac{dx_2}{dt}$ et à la force périodique $F = A\cos\varepsilon t$.

On a donc pour les équations d'équilibre

$$m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} + K_1 x_1 - K_2 x_2 + b_1 \frac{dx_1}{dt} = 0, \tag{6}$$

$$m_2 \frac{d^2(x_1+x_2)}{dt^2} + K_2 x_2 + b_2 \frac{dx^2}{dt} = A\cos\varepsilon t. \tag{7}$$

Les valeurs de x_1 et de x_2 qu'on déduit de ces équations comprennent d'abord respectivement un mouvement pendulaire d'amplitude décroissante de la forme

$$e^{-\beta' t}\sin(\lambda t + \mu).$$

dont les constantes dépendent des conditions initiales, et qui disparaît au bout d'un temps très court, et un mouvement pendulaire de fréquence ε, dont l'amplitude se détermine graphiquement de la manière suivante :

Posons

$$x_1 = a_1 \cos(\varepsilon t + \varphi_1),$$
$$x_2 = a_2 \cos(\varepsilon t + \varphi_2).$$

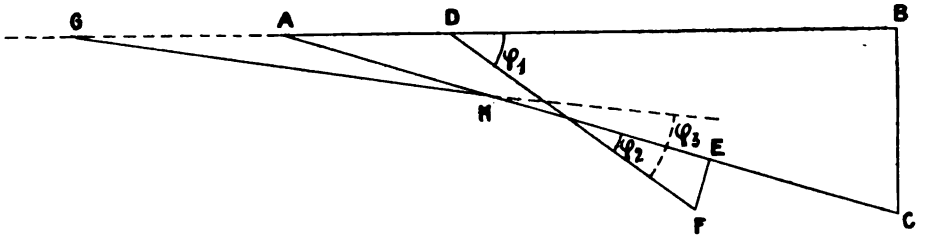
On a, en reportant dans les équations (6) et (7)

$$(-m_1\varepsilon^2 a_1 + K_1 a_1)\cos(\varepsilon t + \varphi_1) - b_1 a_1 \varepsilon \sin(\varepsilon t + \varphi_1) = K_2 a_2 \cos(\varepsilon t + \varphi_2),$$

$$(K_1 - m_1\varepsilon^2)\cos(\varepsilon t + \varphi_1) - b_1\varepsilon\sin(\varepsilon t + \varphi_1) = K_2 \frac{a_2}{a_1}\cos(\varepsilon t + \varphi_2), \tag{8}$$

$$\left\{\begin{aligned} &-m_2\varepsilon^2\cos(\varepsilon t + \varphi_1) - m_2\varepsilon^2 \frac{a_2}{a_1}\cos(\varepsilon t + \varphi_2) \\ &\qquad + K_2 \frac{a_2}{a_1}\cos(\varepsilon t + \varphi_2) - b_2 \frac{a_2}{a_1}\varepsilon\sin(\varepsilon t + \varphi_2) = \frac{A}{a_1}\cos\varepsilon t. \end{aligned}\right. \tag{9}$$

Fig. 8.



Portons sur deux droites rectangulaires

$$AB = K_1 - m_1\varepsilon^2,$$
$$BC = b_1\varepsilon.$$

En vertu de l'équation (8) on aura

$$AC = K_2 \frac{a_2}{a_1}.$$

Portons d'autre part, suivant AB,

$$AD = m_2 \varepsilon^2,$$

suivant CA,

$$CE = m_2 \varepsilon^2 \times \frac{a_2}{a_1} = \frac{AD \times AC}{K_2},$$

perpendiculairement à EA,

$$EF = \frac{b_2 a_2}{a_1} = AC \times \frac{b_2}{K_2}.$$

On en déduit

$$DF = \frac{A}{a_1}$$

$$a_1 = \frac{A}{DF},$$

$$\text{angle } BDF = \varphi_1,$$

$$\text{angle } (AC, DF) = \varphi_2,$$

$$a_2 = a_1 \times \frac{AC}{K_2}.$$

Le déplacement absolu de la machine est un mouvement pendulaire de la forme

$$a_3 \cos(\varepsilon t + \varphi_3) = a_1 \cos(\varepsilon t + \varphi_1) + a_2 \cos(\varepsilon t + \varphi_2).$$

Posons, suivant AB,

$$AG = -a_1.$$

suivant AB,

$$AH = a_2.$$

On aura

$$a_3 = GH,$$

$$\text{angle } (GH, DF) = \varphi_3.$$

On possède donc ainsi tous les éléments nécessaires pour apprécier les vibrations de la coque et les déplacements relatifs de la machine par rapport à la coque.

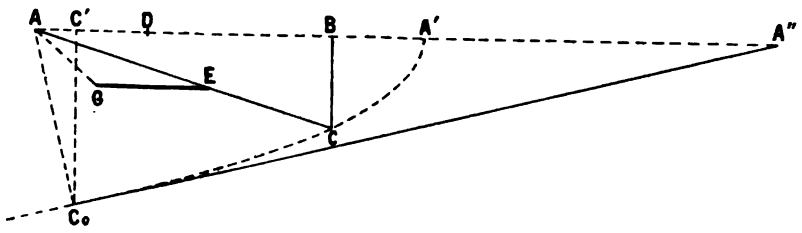
Examinons d'abord la variation de l'amplitude a_1 des vibrations de la coque.

Le triangle ABC est identique à celui de la figure 7, le point C décrit une parabole dont l'axe est AB.

Les valeurs des coefficients b_1 et b_2 sont mal connues; si l'on admet que ces valeurs sont proportionnelles à m_1 et m_2, on voit que b_2 sera beaucoup plus petit que b_1. En fait, b_3 est certainement plus petit que ne l'indique

cette proportion; le carlingage possédant beaucoup moins d'éléments absorbants que l'ensemble de la coque. Négligeons donc provisoirement b_2. Le point F se confond alors avec E.

Fig. 9.



Menons EG égale et parallèle à AD, on aura

$$AG = DF = \frac{A}{a_1}.$$

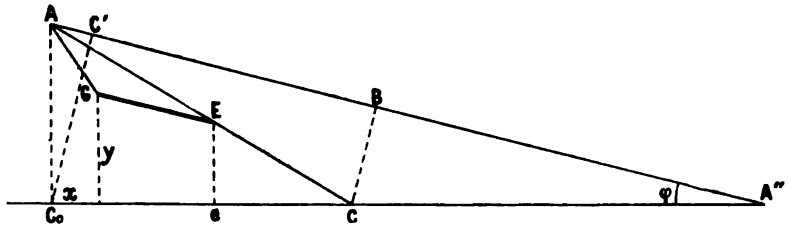
Lorsque E varie, le point G se déplace sur une courbe du quatrième degré d'allure parabolique et dont le tracé varie suivant les constantes m_1, m_2, K_1, K_2, b_1.

La parabole décrite par le point C ne dépend que des éléments propres du navire m_1, K_1, b_1.

Pratiquement, le point A est assez éloigné du sommet pour que cette parabole, dans sa région utile, puisse être confondue avec la tangente C_0A'' au point de contact C_0 de la normale abaissée du point A. Dans ces conditions, la courbe décrite par le point G est exactement une parabole dont il est facile d'obtenir l'équation.

Prenons C_0A et C_0A'' comme axe des coordonnées (*fig.* 10).

Fig. 10.



Soient φ l'angle $AA''C_0$; x et y l'abscisse et l'ordonnée du point G.
Posons $AC_0 = d$

$$x = C_0e - EG\cos\varphi,$$

$$y = E\,e + EG\sin\varphi,$$

$$\frac{Ee}{d} = \frac{m_2\varepsilon^2}{K_2},$$

$$\frac{C_0\sigma}{C_0C} = \frac{K_2 - m_2\varepsilon_2}{K_2},$$

$$C_0C\cos\varphi + d\sin\varphi = K_1 - m_1\varepsilon^2,$$

$$C_0C = \frac{K_1 - m_1\varepsilon^2 - d\sin\varphi}{\cos\varphi},$$

$$EG = m_2\varepsilon^2,$$

$$y = \left(\frac{d}{K_2} + \sin\varphi\right) m_2\varepsilon^2,$$

$$x = \frac{(K_2 - m_2\varepsilon^2)}{K_2}\left(\frac{K_1 - m_1\varepsilon^2 - d\sin\varphi}{\cos\varphi}\right) - m_2\varepsilon^2\cos\varphi$$

$$= \frac{K_2(K_1 - d\sin\varphi) - \varepsilon^2(m_2K_1 + m_1K_2 + K_2m_2\cos^2\varphi - dm_2\sin\varphi) + \varepsilon^4 m_1m_2}{K_2\cos\varphi};$$

d'où, en éliminant ε^2 entre x et y,

$$\frac{K_2m_1y^2}{m_2(d + K_2\sin\varphi)^2} - \left(K_1 + \frac{m_1}{m_2}K_2 + K_2\cos^2\varphi - d\sin\varphi\right)\frac{y}{(d + K_2\sin\varphi)} + K_1 - d\sin\varphi - x\cos\varphi = 0,$$

$$y = \frac{(d + K_2\sin\varphi)}{2K_2\frac{m_1}{m_2}}\left[\left(K_1 + \frac{m_1}{m_2}K_2 + K_2\cos^2\varphi - d\sin\varphi\right)\right.$$
$$\left. \pm\sqrt{\left(K_1 + \frac{m_1}{m_2}K_2 + K_2\cos^2\varphi - d\sin\varphi\right)^2 - \frac{4K_2m_1}{m_2}(K_1 - d\sin\varphi - x\cos\varphi)}\right].$$

On obtient ainsi une famille de paraboles ayant leur axe parallèle à C_0A''.

On peut simplifier l'expression de y en remarquant que le point A est assez éloigné du sommet de la parabole dont C_0A'' est la tangente, pour que l'angle φ reste assez faible, et qu'on puisse négliger $d\sin\varphi$ (AC', *fig.* 9) devant K_1 (AA'),

$$d = b_1\eta_1.$$

En vertu d'une propriété connue de la tangente à la parabole, on a

$$\sin\varphi = \frac{d}{2K_1} = \frac{b_1\eta_1}{2K_1}.$$

Posons

$$\frac{K_2}{K_1} = k, \qquad \frac{m_1}{m_2} = \mu.$$

On obtient ainsi

$$y = b_1\eta_1\frac{(2 + k)}{4k\mu}\left\{1 + (\mu + 1)k \pm\sqrt{[1 + (\mu + 1)k]^2 - 4k\mu\left(1 - \frac{x}{K_1}\right)}\right\}.$$

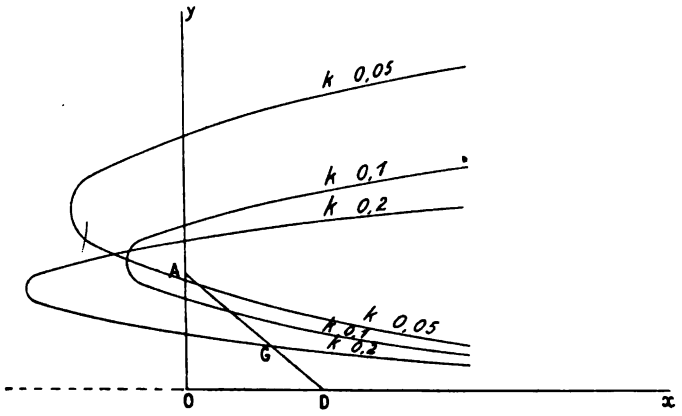
Cette équation renferme encore quatre paramètres indépendants; d'une part, $b_1\eta_1$ et K_1 qui dépendent de la coque; d'autre part, μ et k qui dépendent du poids de la machine et de l'élasticité du carlingage.

Cherchons tout d'abord à mettre en évidence l'influence du coefficient k qui définit l'élasticité du carlingage.

Prenons $\mu = 10$ (valeur maximum que ce coefficient atteigne dans la pra-

tique). Fixons-nous, d'autre part, arbitrairement les valeurs de $b_1\eta_1$ et de K_1 et traçons (*fig.* 11) les valeurs de y en fonction de x pour des valeurs de k égales à 0,05, 0,1, 0,2.

Fig. 11.



D'autre part, l'amplitude A de la force alternative agissante est proportionnelle à ε^2. On peut donc écrire

$$A = m'\varepsilon^2 r,$$

m' étant un coefficient dépendant de la valeur et de la répartition des masses mobiles, r rayon de la manivelle motrice

$$\varepsilon^2 = \frac{K_2 \gamma}{m_2(d + K_2 \sin\varphi)} = \frac{2\mu k \eta_1}{b_1} \frac{\gamma}{2 + k},$$

en tenant compte de la relation $\eta_1^2 = \dfrac{K_1}{m_1}$

$$a_1 = \frac{m'\varepsilon^2 r}{AG}.$$

Pour chacun des points des paraboles, on peut calculer la valeur correspondante de ε et de l'amplitude a_1 du mouvement vibratoire, et tracer la courbe de cette amplitude en fonction de ε.

La figure 12 représente les courbes correspondant aux paraboles de la figure 11, en supposant $m' = 1$.

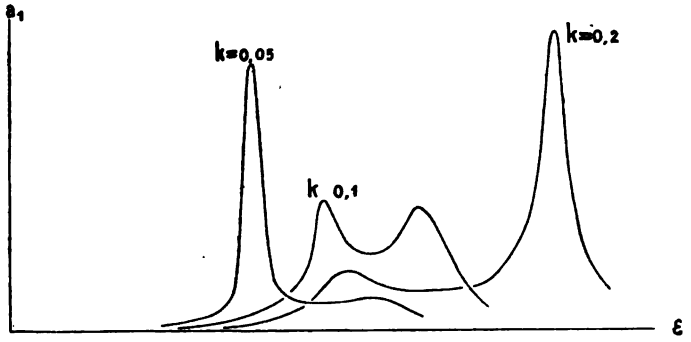
On voit que ces courbes présentent deux maxima qui correspondent à peu près au minimum du rayon vecteur AG, c'est-à-dire approximativement à $x = 0$.

La valeur correspondante de ε est d'autant plus faible que k est plus petit.

Lorsque k croît indéfiniment, la valeur de ε correspondant au premier maximum se rapproche de η^2; celle du deuxième maximum croît indéfiniment. Les courbes de la figure 13 indiquent les valeurs des amplitudes maximum en fonction de k.

On voit ainsi que le premier maximum croît lorsque k diminue, et peut prendre une valeur considérable. Dans le cas particulier pour lequel les

Fig. 12.

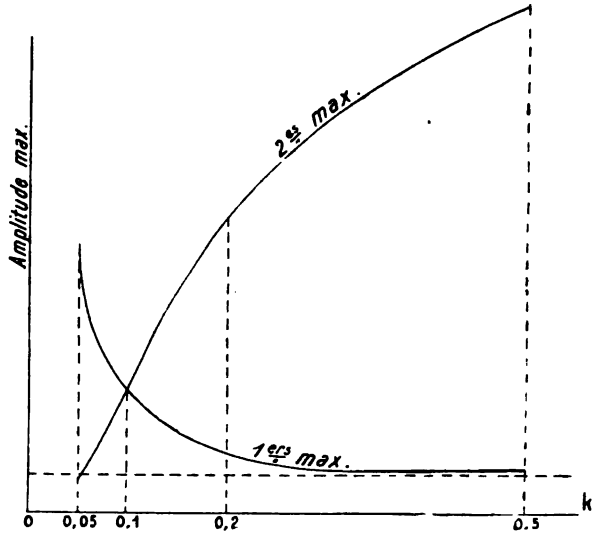


(Courbes des amplitudes vibratoires de la coque en fonction du nombre de tours pour différentes valeurs du coefficient k de rigidité du carlingage.)

courbes sont construites, l'influence de l'élasticité du carlingage se fait nettement sentir pour les valeurs de k inférieures à 0,25.

Nous avons tracé les courbes précédentes pour permettre d'apprécier les

Fig. 13.



(Courbes des amplitudes vibratoires maxima de la coque en fonction du coefficient k de rigidité du carlingage.)

valeurs de a dans un cas particulier, en maintenant constants les coefficients b_1, η_1, K_1 et μ.

Examinons maintenant l'influence des variations de ces coefficients.

Pour apprécier l'influence du coefficient μ, on peut procéder de la même manière que pour k.

On trouve ainsi que, pour les valeurs du produit $k\mu$ supérieures à l'unité, a_1 peut être considéré comme une fonction du produit $k\mu$ et que, par suite, les variations de μ donnent lieu aux mêmes conséquences que la variation de k.

On a, pour le produit $k\mu$,

$$k\mu = \frac{K_2}{K_1} \times \frac{m_1}{m_2} = \frac{\eta_1^2}{\eta_2^2};$$

$\eta_2 = \sqrt{\frac{K_2}{m_2}}$ étant la fréquence des vibrations libres du carlingage. On peut donc, par suite, pour une appréciation approximative, substituer aux coefficients k et μ le rapport $\frac{\eta_1}{\eta_2}$ de la fréquence des vibrations libres de la coque à celle des vibrations du carlingage.

En ce qui concerne les coefficients b_1, η_1 et K_1, leur variation modifie l'échelle des abscisses et des ordonnées des paraboles de la figure 11. Les variations du rayon vecteur AG garderont donc la même allure. Il y aura donc dans tous les cas deux maxima correspondant approximativement à $x = 0$. Les rayons vecteurs correspondants sont donc sensiblement proportionnels à $b_1\eta_1$. Les conclusions qu'on déduit de la figure 12 au sujet de la valeur relative et de la position des maxima sont donc générales. L'amplitude de la force agissante étant dans le cas du maximum proportionnelle à η_1^2, l'amplitude maximum est inversement proportionnelle à $\frac{\eta_1^2}{b_1\eta_1} = \frac{\eta_1}{b_1}$.

L'amplitude du premier maximum peut donc se mettre sous la forme

$$a_{1(\max)} = \frac{m' r \eta_1 a'_1}{b_1},$$

a'_1 ne dépendant que de μ et de k.

Mettons d'autre part en évidence le coefficient d'amortissement de la coque : $\beta_1 = \frac{b_1}{m_1}$.

On a

$$a_{1(\max)} = \frac{m'}{m_1} \frac{\eta_1}{\beta_1} r \times a'_1.$$

On peut d'ailleurs obtenir sous une forme simple une expression approchée du premier maximum en négligeant 1 devant μ, dont la valeur est toujours supérieure à 10.

On a ainsi, en remarquant que la quantité sous le radical devient alors un carré parfait,

$$\varepsilon_1^2 = \eta_1^2, \qquad \varepsilon_2^2 = \mu k \eta_1^2 = \frac{K_2}{m_2},$$

$$d - y_1 = \beta_1 \eta_1 \left(1 - \frac{1}{k\mu}\right),$$

et l'on en déduit pour a_1

$$a_1 = \frac{m'\eta_1 r}{\beta_1\left(1 - \frac{1}{k\mu}\right)}.$$

Cette simplification n'est évidemment admissible que si l'on a $k\mu > 1$.

En résumé, on peut tirer de ce qui précède les conclusions suivantes :

1° L'amplitude des vibrations de la coque passe par deux maxima, dont la valeur et la position varient suivant le rapport de la fréquence des vibrations libres de la coque à celles des vibrations du carlingage. Si ce rapport est très faible, c'est-à-dire si le carlingage est très souple, le premier maximum peut prendre une valeur considérable. Lorsqu'on augmente la rigidité du carlingage, le premier maximum diminue et le second augmente.

2° L'amplitude du premier maximum croît proportionnellement à la course du piston, au rapport $\frac{m'}{m_1}$ et, par suite, proportionnellement au rapport de la fraction non équilibrée des masses mobiles de la machine au déplacement total du navire. Elle croît enfin proportionnellement au rapport $\frac{\eta_1}{\beta_1}$ de la fréquence des vibrations libres au coefficient d'amortissement de la coque.

3° Le premier maximum se produit à une allure qui diffère assez peu du cas où $\varepsilon_1^2 = \eta_1^2$, la différence $\eta_1^2 - \varepsilon_1^2$ étant cependant toujours positive, et d'autant plus grande que k est plus petit.

4° La vitesse à laquelle se produit le deuxième maximum est très voisine de la fréqnence des vibrations libres dues au déplacement de la machine sur le carlingage; elle est d'autant plus élevée que la masse de la machine est plus légère, et que la rigidité du carlingage est plus grande.

Ce maximum coïncidant en général avec une valeur élevée de ε est particulièrement susceptible d'intéresser les harmoniques d'ordre supérieur des forces d'inertie.

Il importe donc de donner au carlingage une rigidité suffisante pour réduire autant que possible la valeur du premier maximum qu'on est pratiquement sûr de rencontrer, et pour éloigner le deuxième maximum, de façon qu'il ne puisse s'harmoniser avec aucun des termes des forces agissantes présentant une amplitude notable.

Influence des harmoniques successifs de la coque. — Nous n'avons considéré jusqu'ici qu'un seul mode vibratoire de la coque correspondant à une constante d'élasticité K_1. Admettons que ce mode vibratoire soit le plus lent, et que la fréquence des harmoniques successifs croisse comme la série des nombres entiers. Si la vibration fondamentale donne lieu à un ventre dans le voisinage de la machine, le premier harmonique donnera lieu à un nœud, et ne se prêtera pas aux déformations provoquées par une force alternative. Le deuxième harmonique donnera lieu à un ventre dans la région intéressante. La constante d'élasticité correspondante sera $9K_1$. Le premier maxi-

mum se produira pour une vitesse de rotation égale à $3\varepsilon_1$. Sa valeur s'obtiendra en remplaçant dans les équations précédentes η_1 par $3\eta_1$ et K_1 par $\frac{K_1}{9}$. L'influence relative de la flexibilité du carlingage sera donc beaucoup plus grande que dans le cas précédent.

Les mêmes remarques s'appliqueraient aux harmoniques pairs d'ordre supérieur.

En réalité, il paraît vraisemblable que l'importance des harmoniques supérieurs doit être très variable suivant les cas. A mesure que la longueur d'onde diminue, les vibrations tendent à prendre un caractère local, les profils d'onde doivent perdre tout caractère régulier, et dépendre essentiellement des détails de construction. Il se forme au sein du bâtiment une foule de petits pendules élastiques indépendants. Les masses ainsi localisées étant faibles entreront en vibration sous l'effet de forces également faibles, si les périodes peuvent se synchroniser, ce qu'on empêchera par des liaisons rigides assurant une période vibratoire libre supérieure à celles des harmoniques des machines ayant une valeur sensible. Faute de cette précaution, il arrive fréquemment que les vibrations constatées sur un navire s'exercent non sur l'ensemble de la coque, mais sur des portions à liaison insuffisamment rigide, qui vibrent par résonance comme les bobèches d'un piano au son de certaines notes. Le fait s'est produit récemment sur un grand bâtiment, et il a suffi d'un épontillage bien compris pour enlever aux vibrations tout caractère gênant. En somme, ce qui tend à prévenir les vibrations, ce n'est pas la robustesse d'ensemble de la construction, qui ne fait que reculer la période critique, mais la rigidité, qui consiste à bien relier ensemble les différentes parties de la charpente. Enfin, on remarquera combien il est important, pour éviter les vibrations locales, de réduire les harmoniques supérieurs des forces d'inertie des machines, qui tendent à créer l'irrégularité du mouvement de rotation, et certains calages des manivelles que nous examinerons plus loin.

Toutes les considérations qui précèdent, et se rapportent à l'action d'une force s'exerçant dans le voisinage d'un ventre, s'appliquent évidemment au cas d'un couple agissant dans le voisinage d'un nœud. Les équations sont identiques en substituant seulement :

à m_1 le moment d'inertie $I_1 = \frac{P}{2g} \frac{L^2}{16\nu^2}$,

à m_2 le moment d'inertie I_2 de la machine autour du centre de gravité des parties fixes,

à K_1 la constante $K'_1 = \frac{K_1 \times L^2}{16\nu^2}$,

à K'_2 la constante d'élasticité du carlingage correspondant au déplacement angulaire,

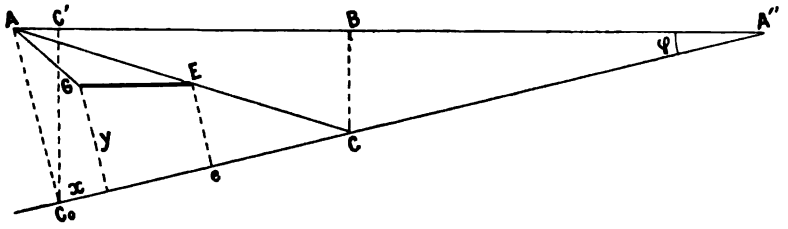
à a_1 la déformation angulaire α_0 autour des nœuds, d'où l'on peut déduire

l'amplitude de déformation des ventres par la relation

$$x_0 = \frac{4\nu a_1}{L}.$$

Déplacement de la machine par rapport à la coque. — Considérons le cas d'une force appliquée à un ventre. Reprenons (*fig.* 14) la composition géné-

Fig. 14.



rale des mouvements déjà représentée sur la figure 10. L'amplitude a_2 du déplacement relatif de la machine par rapport à la coque est telle que

$$a_2 = a_1 \times \frac{AC}{K_2};$$

or

$$AC = \sqrt{d^2 + C_0C^2},$$

$$C_0C = \frac{C'B}{\cos\varphi} = \frac{1}{\cos\varphi}(K_1 - m_1\varepsilon^2 - d\sin\varphi).$$

On peut ainsi calculer aisément a_2.

Pratiquement, on peut remplacer $\cos\varphi$ par I, et négliger $a\sin\varphi$ devant K_1. On obtient ainsi

$$a_2 = \frac{a_1}{K_2}\sqrt{b_1^2\eta_1^2 + (K_1 - m_1\varepsilon^2)^2}.$$

La figure 15 représente les valeurs de a_2 pour le cas particulier traité plus haut, et pour les valeurs de $k = 0{,}05$, $0{,}1$ et $0{,}2$.

Enfin la figure 16 représente les maxima de a_2 en fonction du rapport k.

Pour faciliter la comparaison, les valeurs correspondantes de a_1 ont été reportées sur les figures 15 et 16.

On voit ainsi que les maxima de a_2 correspondent à peu près aux mêmes valeurs de ε que les maxima de a_1.

De même que pour a_1 l'importance relative du deuxième maximum est d'autant plus grande que k est plus grand.

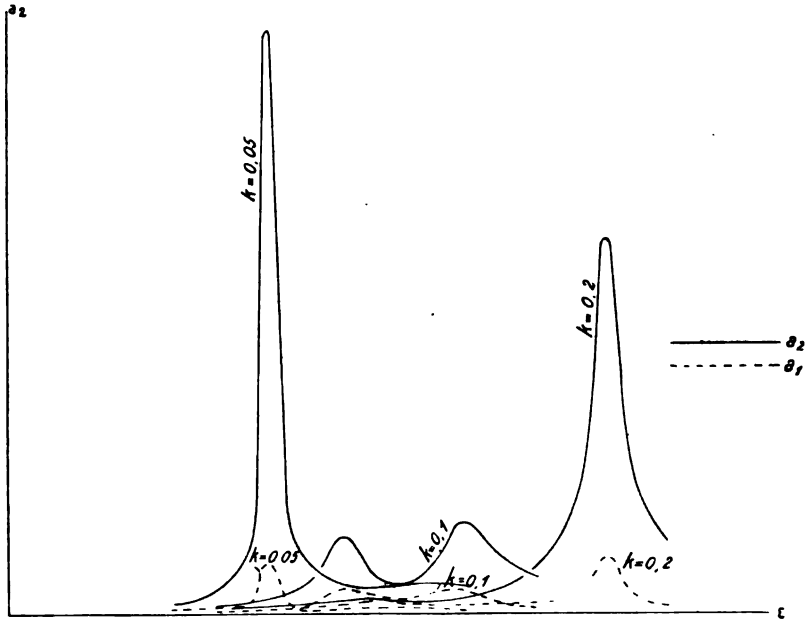
La valeur approximative du premier maximum s'obtient aisément en remarquant que $K_1 - m_1\varepsilon^2$ est alors sensiblement nul, et en remplaçant a_1 par sa valeur approchée

$$a_1 = \frac{m'\eta_1 r}{b_1\left(1 - \frac{1}{k\mu}\right)}.$$

On obtient ainsi

$$a_2 = b_1 \frac{a_1 \eta_1}{K_2} = \frac{m' K_1 r}{K_2 m_1 \left(1 - \frac{1}{k\mu}\right)} = \frac{m' r}{m_2 (k\mu - 1)}.$$

Fig. 15.



(Courbes des amplitudes de déplacement de la machine par rapport à la coque pour différentes valeurs du coefficient k de rigidité du carlingage.)

Enfin on traiterait de la même manière le cas d'un moment appliqué à un nœud.

Phase des vibrations. — Considérons le cas d'une force appliquée à un ventre. La phase φ_1 de la vibration de la coque définie par

$$a_1 \cos(\varepsilon t + \varphi_1)$$

est mesurée par l'angle A″AG (*fig.* 8, 9 et 14).

Cette phase croît donc en même temps que ε; pour les amplitudes maxima, elle diffère peu de $\frac{\pi}{2}$ et $\frac{3\pi}{2}$. La phase φ_2 de la vibration de la machine par rapport à la coque est mesurée par l'angle CAG.

Dans le voisinage du premier maximum, on a

$$\operatorname{tang} \varphi_2 = \frac{m_2 \eta_1^2}{d - y_1} = \frac{m_2 \eta_1}{b_1 \left(1 - \frac{1}{k\mu}\right)} = \frac{m_1 \eta_1 k}{b_1 (k\mu - 1)}$$

$$= \frac{m_2}{m'} \times \frac{a_1}{r}.$$

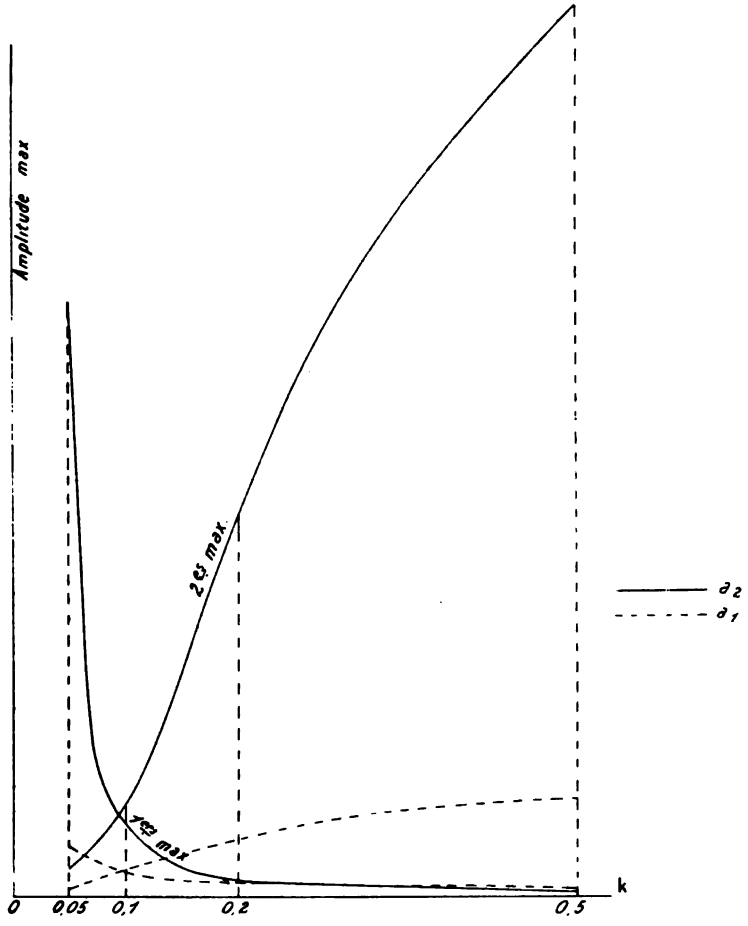
Énergie absorbée par les vibrations. — Cette énergie peut être évaluée d'après le travail des forces d'inertie.

Soit

$$-m'\varepsilon^2 r \cos \varepsilon t$$

la force d'inertie.

Fig. 16.



(Amplitude maximum des vibrations de la coque et des déplacements de la machine en fonction du coefficient k de rigidité du carlingage.)

Le déplacement absolu a pour valeur

$$x = a_1 \cos(\varepsilon t + \varphi_1) + a_2 \cos(\varepsilon t + \varphi_2).$$

Le travail pendant un tour a pour expression

$$T = m'\varepsilon^2 r \int_0^{\frac{2\pi}{\varepsilon}} \cos \varepsilon t \, dx,$$

$$dx = -\varepsilon [a_1 \sin(\varepsilon t + \varphi_1) + a_2 \sin(\varepsilon t + \varphi_2)] \, dt.$$

Considérons seulement le cas du maximum. Nous poserons $\varphi_1 = \frac{\pi}{2}$, et nous admettrons que φ_2 reste toujours assez faible, pour qu'on puisse remplacer $\sin\varphi_2$ par $\operatorname{tang}\varphi_2$, et $\cos\varphi_2$ par 1.

On a, dans ces conditions :

$$dx = -\eta_1\left(a_1 \cos\eta_1 t + a_2 \sin\eta_1 t + \frac{a_1 a_2 m_2}{m' r}\cos\eta_1 t\right) dt;$$

d'où

$$\frac{T}{m'\eta_1^2 r} = \eta_1 a_1\left(1 + \frac{a_2 m_2}{m' r}\right)\int_0^{\frac{2\pi}{\varepsilon}} \cos^2\eta_1 t\, dt - \eta_1 a_2 \int_0^{\frac{2\pi}{\varepsilon}} \sin\eta_1 t \cos\eta_1 t\, dt,$$

$$T = \pi a_1\left(1 + \frac{a_2 m_2}{m' r}\right) m'\eta_1^2 r.$$

D'où, pour la puissance f_V absorbée,

$$f_V = \frac{T \times \eta_1}{2\pi \times 75} = \frac{a_1}{2 \times 75}\left(1 + \frac{a_2 m_2}{m' r}\right) m'\eta_1^3 r.$$

Or, pour une installation déterminée, on a, pour la puissance indiquée,

$$F = C\varepsilon^3,$$

C étant une constante dépendant des proportions de la carène et du propulseur. Par suite, la perte de rendement due aux vibrations a pour valeur

$$\frac{f_V}{F} = \frac{a_1}{150 \times C}\left(1 + \frac{a_2 m_2}{m' r}\right) m' r,$$

ou, en remplaçant a_1 et a_2 par leur valeur approximative,

$$\frac{f_V}{F} = \left(1 + \frac{a_2 m_2}{m' r}\right)\frac{m'^2 r^2 \eta_1}{150 \times C \times \beta_1\left(1 - \frac{1}{k\mu}\right)}$$

$$= \left(1 + \frac{1}{k\mu - 1}\right)\frac{m'^2 r^2 \eta_1}{150 \times C \times \beta_1\left(1 - \frac{1}{k\mu}\right)}.$$

Si le carlingage est parfaitement rigide, cette expression se réduit à

$$\frac{f_V}{F} = \frac{m'^2 r^2 \eta_1}{150 \times C \times \beta_1}.$$

En appliquant ces formules aux cas usuels, on constate qu'il faut que les vibrations atteignent une grande amplitude pour que la perte de rendement qui en résulte atteigne 0,04 à 0,05.

Détermination du coefficient b_1. — Les formules précédentes permettraient, en mesurant expérimentalement a_1 et a_2, de déterminer le coefficient b_1 de résistance.

En effet, le travail résistant absorbé par vibration est égal à

$$b_1 \int_{\pi_0}^{\frac{2\pi}{\varepsilon}} \left(\frac{dx}{dt}\right) dx = \pi b_1 a_1^2 \varepsilon.$$

Or ce travail est égal à celui développé par la force agissante, soit pour le maximum,

$$T = \pi a_1 \left(1 + \frac{a_2 m_2}{m' r}\right) m' \eta_1^2 r.$$

On devra donc avoir

$$\pi b_1 a_1^2 \eta_1 = \pi a_1 \left(1 + \frac{a_2 m_2}{m' r}\right) m' \eta_1^2 r,$$

d'où

$$b_1 = \left(1 + \frac{a_2 m_2}{m' r}\right) \frac{m' r \eta_1}{a_1}.$$

Nous ne connaissons pas d'expériences précises où l'on ait mesuré séparément a_1 et a_2.

On obtiendra dans tous les cas une limite inférieure de b_1 en supposant $a_2 = 0$.

La formule se réduit alors à

$$b_1 = \frac{m' r \eta_1}{a_1}.$$

En appliquant au *Galilée,* et en admettant que l'amplitude des vibrations, qui, pratiquement, sont restées presque insensibles, ait atteint 2^{mm}, on trouve pour b_1 une valeur à peu près égale à la masse du navire; soit

$$\beta_1 = \frac{b_1}{m} = \frac{b_1}{\left(\frac{P}{2g}\right)} = 2.$$

Ce chiffre, qui ne peut donner qu'une idée grossière de la valeur réelle de β_1, paraît *a priori* considérable, eu égard aux valeurs usuelles des coefficients de viscosité de l'eau et des matières élastiques; mais il faut remarquer que le navire contient beaucoup de matériaux dépourvus d'élasticité, tels que le charbon. On a remarqué, en particulier sur le *D'Estrées,* que les vibrations diminuaient sensiblement lorsque les soutes à charbon étaient remplies.

On peut se rendre compte, d'autre part, que le terme de la résistance $C\left(\frac{dx}{dt}\right)^2$ ne peut exercer une influence appréciable que pour les vibrations de très grande amplitude.

En effet, on aura dans tous les cas une limite supérieure de la valeur de C, en admettant que la résistance opposée par l'eau à un plan de surface S, qui se déplace normalement, est égale à la pression vive $\frac{1000}{2g}\left(\frac{dx}{dt}\right)^2$ correspondante. On aurait ainsi

$$C = 50^{kg} \times S.$$

Considérons le cas d'une force appliquée à un ventre, on aura évidemment un maximum de la résistance en admettant que la moitié de la surface de la flottaison Σ se déplace suivant le mouvement du ventre

$$C = 50^{kg} \times \frac{\Sigma}{2}.$$

L'énergie absorbée par vibration aura pour valeur

$$2C\int_0^{\frac{\pi}{\varepsilon}} \left(\frac{dx}{dt}\right)^2 dx = \frac{8}{3} a_1^2 \varepsilon^2 C = 66 a_1^2 \varepsilon^2 \Sigma.$$

L'amplitude de la vibration cessera de croître lorsque l'énergie absorbée sera égale au travail de la force agissante, soit en supposant la rigidité du carlingage infinie, et en appliquant au cas du synchronisme

$$66 a_1^2 \eta^2 \Sigma = \pi a_1 m' \eta^2 r,$$

$$a_1^2 = \frac{\pi r m'}{66 \Sigma}.$$

En appliquant au *Galilée,* on trouverait ainsi

$$a_1 = 10^{cm}.$$

En réalité les vibrations ont été insignifiantes.

Il semble donc que, comme nous l'avons supposé jusqu'ici, c'est le coefficient b_1 qui joue le rôle essentiel. Il serait facile de déterminer expérimentalement ce coefficient; la question présente évidemment un grand intérêt pratique.

Vibrations de torsion. — La méthode à l'aide de laquelle nous venons d'étudier les vibrations de flexion s'appliquerait également aux vibrations de torsion. Pratiquement, il semble que la fréquence des vibrations libres de torsion d'une coque soit toujours trop élevée pour que le synchronisme puisse s'établir avec les forces d'inertie de la machine. Par suite, ces vibrations gardent toujours une amplitude très faible, et leur étude n'offre pas d'intérêt pratique.

Moyens de réduire l'amplitude des vibrations. — On voit par ce qui précède que l'amplitude des mouvements vibratoires communiqués par la machine au navire dépend essentiellement :

1° De l'élasticité du carlingage et de la coque en général;

2° De l'emplacement qu'occupe la machine dans le bâtiment;

3° Du rapport entre les fréquences des vibrations libres de la coque et de la vitesse de rotation des machines;

4° De la valeur des forces d'inertie qui se développent dans les machines.

Élasticité du carlingage et de la coque. — Les calculs précédents, et les courbes qui en sont déduites montrent l'influence considérable que jouent

au point de vue des vibrations l'élasticité du carlingage, et le défaut de rigidité de la coque. Il paraît vraisemblable que c'est à ces causes principalement qu'on doit attribuer les vibrations intenses constatées sur quelques navires.

Nous avons déjà cité l'exemple d'un cuirassé, sur lequel il a suffi de corriger les défauts de rigidité de la coque pour réduire les vibrations à une valeur inoffensive.

La comparaison du *Galilée* et du *D'Estrées* est particulièrement intéressante au point de vue de l'influence de la rigidité du carlingage. Les deux bâtiments ont à peu près les mêmes dimensions générales, leurs machines sont situées dans le voisinage de la perpendiculaire milieu. Par suite, la cause des vibrations la plus à craindre est la résultante Z. Or la valeur de cette force est sensiblement la même pour les deux navires. Mais le carlingage des machines du *Galilée* est fortement raidi par la cloison longitudinale qui sépare les deux machines. Cette cloison n'existe pas sur le *D'Estrées* où les machines sont situées dans des compartiments transversaux différents. En fait, le *Galilée* n'a éprouvé que des vibrations à peine mesurables, tandis que, sur le *D'Estrées,* les vibrations, sans donner lieu toutefois à aucune conséquence grave, ont été assez sensibles, pour qu'on ait évité de marcher d'une façon continue à l'allure correspondant à leur maximum.

On peut d'ailleurs remarquer que le procédé employé par M. Normand sur les torpilleurs, et qui consiste à relier par des tirants au pont supérieur les cylindres des machines, ne constitue en somme qu'un mode de liaison intime de la machine et de la coque. L'efficacité de ce procédé est donc une preuve bien nette de l'importance de cette liaison.

Influence de l'emplacement de la machine. — Il faut distinguer à ce point de vue l'effet produit par les termes du premier et du deuxième ordre des forces et des moments.

Exprimons les forces Y et Z par une expression de la forme

$$\varepsilon^2(u_1 \cos \varepsilon t + u_2 \cos 2\varepsilon t).$$

On a de même pour les moments

$$\varepsilon^2(v_1 \cos \varepsilon t + v_2 \cos 2\varepsilon t),$$

u_1, u_2, v_1, v_2 étant des coefficients dépendant des dimensions et de l'agencement de la machine.

Les valeurs de ε pour lesquelles les vibrations tendront à prendre leur valeur la plus élevée seront donc, en admettant que les fréquences des vibrations libres de la coque soient les multiples de $\eta_1 = \frac{K_1}{m_1}$ (1)

$$\frac{\eta_1}{2}, \quad \eta_1, \quad 2\eta_1, \quad \ldots$$

(1) Cette loi est celle qu'on admet généralement. Rien ne prouve qu'elle soit absolue. On

Supposons que la coque vibre avec la fréquence η_1, il existe alors deux nœuds situés au $\frac{1}{4}$ et aux $\frac{3}{4}$ de la longueur du navire.

Si la machine est située dans le voisinage du nœud arrière, les termes en $\cos \varepsilon t$ des forces Y et Z n'exerceront qu'une influence négligeable; les moments exerceront au contraire leur influence maximum par le terme $v_1 \cos \varepsilon t$ lorsque la machine tournera avec la fréquence η_1, et par le terme $v_2 \cos 2\varepsilon t$ lorsque la machine tournera avec la fréquence $\frac{\eta_1}{2}$.

L'inverse a lieu si la machine est placée au centre du navire dans le voisinage du ventre.

Enfin les conclusions précédentes sont encore inversées, si l'on considère le mode vibratoire $2\eta_1$ de la coque.

Finalement, le tableau ci-dessous indique pour chacune des vitesses de rotation critiques de la machine les amplitudes des termes influents, suivant que la machine est placée au centre ou à l'arrière du navire :

Fréquence de la vitesse de rotation de la machine.	Machine située à l'arrière.	Machine située au centre.
$\frac{\eta_1}{2}$	v_2	u_2
η_1	u_2, v_1	u_1, v_2
$2\eta_1$	u_1	v_1

Importance relative des forces et des moments du premier et du deuxième ordre. — Comparons d'abord les effets produits par une force agissant au milieu d'un ventre, avec un moment de même période agissant sur un nœud.

Cherchons la relation qui doit exister entre u_1 et v_1 pour provoquer dans la coque la même amplitude vibratoire.

Nous envisagerons seulement le cas où la rigidité du carlingage est infinie. Dans le cas de la force, on a, pour l'amplitude maximum,

$$a_1 = \frac{u_1}{b_1 \eta_1}.$$

Dans le cas d'un moment, on a, pour l'écart angulaire maximum,

$$\alpha_1 = \frac{16 v^2 v_1}{b_1 L^2 \eta_1}.$$

---

constate bien effectivement que les amplitudes vibratoires d'ordre supérieur sont des multiples de la fréquence initiale; mais il ne faut pas perdre de vue que les fréquences sont celles des forces agissantes et non celles des vibrations libres. Le fait que ces vibrations prennent une valeur notable prouve seulement qu'il n'y a pas un grand écart entre les périodes.

L'amplitude correspondante a'_1 a pour valeur

$$a'_1 = \frac{L\alpha_1}{4\nu} = \frac{4\nu v_1}{b_1 L \eta_1},$$

ν étant le nombre des nœuds.

On doit donc avoir

$$u_1 = \frac{4\nu v_1}{L}.$$

Or

$$v_1 = u_1 \times \lambda,$$

λ étant la distance au centre de gravité de la machine de la résultante des forces d'inertie; d'où

$$\lambda = \frac{L}{4\nu}.$$

On aura donc intérêt à placer la machine au milieu d'un ventre, si λ est supérieur au quart de la distance entre deux nœuds successifs; sinon il sera préférable de la placer dans le voisinage d'un nœud.

Cherchons maintenant à comparer les effets des forces du premier et du deuxième ordre, en supposant que chacune de ces forces agisse isolément, et que la machine soit placée de manière à donner à ces effets la valeur la plus importante.

En réalité, cette comparaison ne peut être faite d'une manière absolue; les modes vibratoires de la coque étant différents. Il importe avant tout de définir ce qu'on doit entendre par deux effets équivalents. Il est clair que les effets destructeurs des vibrations seront d'autant plus grands que l'accélération communiquée en chaque point sera plus grande. Si donc on définit l'importance des effets par l'accélération communiquée en chaque point matériel, on a, pour l'accélération maximum dans le cas d'une vibration du premier ordre, $a_1 \varepsilon^2$, et dans le cas du deuxième ordre, $a_2 \times 4\varepsilon^2$.

On devra donc avoir dans le cas de l'équivalence

$$a_2 = \frac{a_1}{4},$$

et pour les amplitudes des forces agissantes correspondantes, en supposant la rigidité du carlingage infinie,

$$u_1 = a_1 b_1 \varepsilon, \qquad u_2 = a_2 b_1 \times 2\varepsilon,$$

$$u_2 = \frac{u_1}{2}.$$

En dehors de la valeur de l'accélération communiquée à chaque point, la fréquence joue un rôle propre dans les effets perturbateurs des vibrations. Le contre-amiral George-W. Melville [1] admet que l'effet perturbateur est

---

[1] *Voir* la série d'articles déjà cités intitulés : *Vibrations of steam ships*, par le contre-amiral George-W. Melville (*Engineering*, t. LXXVII, 1er semestre 1903).

proportionnel au produit de la fréquence par l'accélération; ce qui conduit pour l'équivalence à :

$$u_2 = \frac{u_1}{4}.$$

Dans le cas d'un attelage unique avec un rapport de bielle à manivelle égal à 4, on a exactement $u_2 = \frac{u_1}{4}$. Les forces d'inertie du deuxième ordre auraient ainsi une influence égale à celle du premier ordre.

Les deux hypothèses précédentes paraissent fournir les deux résultats extrêmes. Il en résulte dans tous les cas que les forces d'inertie du deuxième ordre à égalité d'amplitude exercent une influence beaucoup plus importante que celles du premier ordre.

Influence du nombre de tours. — Pour les bâtiments tels que les paquebots, qui n'ont qu'une seule allure de marche, on aura peu à souffrir des vibrations, si l'allure de route est sensiblement différente des valeurs critiques précédentes. On peut se proposer de choisir ainsi l'allure de route. Malheureusement, l'incertitude qui règne sur la valeur probable de η_1 d'un navire en projet est assez grande pour qu'on puisse à ce point de vue éprouver des mécomptes.

Pour les bâtiments de guerre, qui doivent marcher à toutes les allures, on rencontre nécessairement les premières fréquences critiques. Avec les nombres de tours qu'on est conduit normalement à adopter, l'allure maximum est comprise en général entre η_1 et $2\eta_1$. On ne dépasse guère l'allure $2\eta_1$ que pour les torpilleurs.

Influence de la valeur des forces d'inertie. — Toutes choses égales d'ailleurs, les amplitudes des vibrations sont proportionnelles à l'amplitude des forces d'inertie. Il est donc nécessaire de limiter ceux des coefficients u_1, u_2, v_1 et v_2 dont l'influence est prépondérante; c'est le but de l'équilibrage des machines.

2° Équilibrage des machines.

D'une manière générale, les éléments dont on dispose pour réduire la valeur des forces d'inertie sont le poids des masses mobiles, qu'on peut faire varier entre certaines limites, le calage des manivelles, l'écartement et la disposition relative des cylindres. Enfin on peut ajouter des contrepoids tournants ou des contrepoids oscillants [1].

---

[1] On trouvera des développements intéressants sur l'équilibrage des forces d'inertie du premier ordre et sur l'effet des contrepoids dans l'étude sur l'*équilibrage des machines*, par M. Brillié (*Génie civil*, 23 mai 1903 et suivants).

Consulter également l'étude *sur les vibrations des navires et l'équilibre des machines marines*, par M. Haas (*Revue de Mécanique*, 1898, p. 351 et 574).

Examinons séparément les procédés d'équilibrage de chacun des groupes des forces Y et Z avec les moments qui en résultent.

Équilibrage de Y *et le* M_Z. — Rappelons les valeurs de Y :

$$Y = 0{,}000559(rP_2 + \rho p_2)N^2 \sin(\varphi + \alpha).$$

La force Y et son moment $Y \times d$ (d, distance à l'axe des moments) peuvent donc être représentés par des vecteurs dirigés perpendiculairement à la manivelle correspondante. La résultante ΣY et le moment total M_Z sont par suite représentés par les vecteurs obtenus en composant les vecteurs précédents.

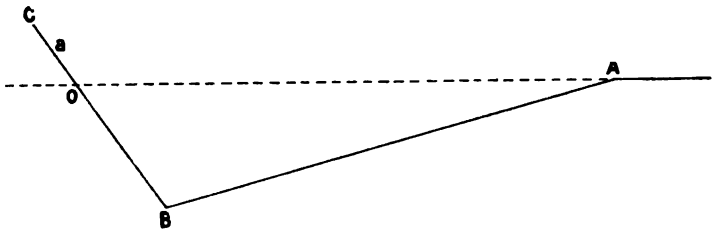
On peut aisément équilibrer Y pour chaque attelage à l'aide d'un contrepoids de manivelle de poids P_c dont le centre de gravité doit être placé sur le prolongement de l'axe à une distance $x = Oc$, telle que

$$P_c \times x = rP_2 + \rho p_2.$$

La valeur de M_Z se trouve, par suite, annulée en même temps. Ce procédé est couramment employé sur toutes les machines rapides.

En réalité, il n'est pas indispensable de mettre des contrepoids sur toutes

Fig. 17.



les manivelles. En principe, il suffirait même d'en mettre un seul disposé dans le plan transversal renfermant la résultante Y_0 des forces Y, et calculé de manière à équilibrer cette résultante.

Cette solution est, en général, impossible, le plan renfermant Y_0 se trouvant le plus souvent en dehors de la machine. Mais on peut pratiquement se borner à installer deux contrepoids, dont on se fixe les emplacements, et dont on détermine les masses et les calages de manière à équilibrer ΣY et le moment M_Z.

Il suffit, en effet, pour que les vecteurs représentatifs de ΣY et de M_Z soient nuls, que leurs projections sur deux axes soient nulles. En écrivant cette condition, on obtient quatre équations qui déterminent les quatre quantités cherchées. Les masses des contrepoids seront, en général, d'autant plus faibles que ces contrepoids seront plus éloignés l'un de l'autre. Aussi convient-il de choisir de préférence, pour leur emplacement, les manivelles extrêmes de la machine.

Équilibrage de Z *et de* My.

$$Z = I_p + I_m \cos(\varphi + \alpha)$$

avec

$$I_m = 0{,}000559(rP_2 + \rho p_2)N^2,$$

$$I_p = 0{,}000559 P_1 CN^2 \left[\cos(\varphi + \alpha) + \frac{1}{m}\cos^2(\varphi + \alpha)\right].$$

Pour l'équilibrage, on remarquera tout d'abord que les contrepoids annulant I_m et, par suite, Y réduisent d'autant le terme de Z en $\cos(\varphi + \alpha)$; mais l'équilibrage complet des forces Z est beaucoup plus difficile à réaliser que pour Y, en raison de la présence simultanée de termes du premier et du second ordre.

Dans la pratique, on se borne à annuler ou à réduire la résultante ΣZ, et le moment M_y dus aux différents attelages.

Il existe pour cela différents procédés. Examinons d'abord les procédés dits d'équilibrage naturel, qui ne comportent pas de contrepoids.

Équilibrage naturel. — L'écartement des cylindres est, en général, imposé dans des limites assez étroites. On possède, au contraire, plus de latitude pour modifier le calage des manivelles, et pour faire varier les masses relatives des attelages, surtout en intervertissant l'ordre des cylindres. Nous supposerons donc qu'on n'agisse que sur ces deux catégories d'éléments.

Z et M_y sont de la forme

$$Z = u_1 \cos \varepsilon t + u_2 \cos 2\varepsilon t,$$
$$M_y = v_1 \cos \varepsilon t + v_2 \cos 2\varepsilon t.$$

Pour réaliser l'équilibrage complet, il est nécessaire que chacune des amplitudes u_1, u_2, v_1, v_2 soit nulle. Or, chacune de ces amplitudes est représentée par un vecteur. Pour que ces valeurs soient nulles, il suffira que leurs projections sur deux axes soient nulles. On obtiendra donc ainsi deux équations de condition, soit en tout huit équations.

Les variables dont on dispose sont, par suite de l'homogénéité des équations, non pas toutes les masses des attelages, mais le rapport des masses à une d'entre elles, la masse du cylindre HP par exemple. On aura donc ainsi $n - 1$ variables, n étant le nombre des cylindres. D'autre part, les calages des manivelles par rapport à la manivelle HP donnent également $n - 1$ variables. Soit en tout $2(n - 1)$ variables.

Pour réaliser l'équilibrage parfait, on doit donc avoir

$$2(n - 1) \geqq 8 \qquad \text{d'où} \qquad n \geqq 5.$$

En réalité, étant donné qu'on ne peut disposer des variables d'une façon tout à fait arbitraire, il est pratiquement nécessaire d'avoir au moins 6 cylindres. Nous reviendrons plus loin sur ce cas. Pour les types usuels

à 3 ou 4 cylindres, on ne peut annuler qu'une partie des amplitudes, en cherchant à limiter la valeur des amplitudes restantes.

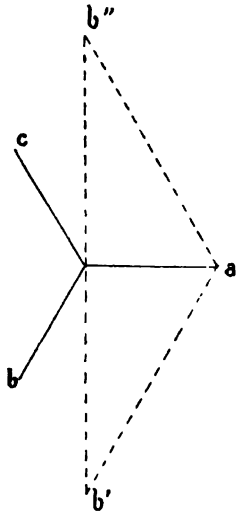
Pour les machines à 3 cylindres, la solution la plus fréquemment adoptée, et dont M. Normand a fait la première application sur les torpilleurs, consiste à annuler u_1 et u_2, en adoptant des calages symétriques, et en donnant aux masses des valeurs égales.

Cette solution est d'une application facile. Elle conduit, pour l'attelage HP, à une surcharge modérée n'offrant aucun inconvénient par ailleurs.

Les amplitudes v_1 et v_2 gardent alors une certaine valeur, qu'on peut réduire en diminuant autant que possible les distances entre les cylindres, et qu'on peut déterminer graphiquement en composant les vecteurs dus aux différents attelages.

Les forces se réduisant alors à des couples, il est indifférent de prendre les

Fig. 18.



moments par rapport à un axe quelconque. Prenons comme axe le cylindre Æ. Soit d la distance entre chaque cylindre supposée constante. L'amplitude du premier ordre est donnée par l'épure de la figure 18.

On a

$$Oa = dP_1 \quad \text{moment du cylindre milieu,}$$
$$ab = 2dP_1 \quad \text{»} \quad N.$$

D'où, pour l'amplitude résultante,

$$Ob' = Oa\sqrt{3}.$$

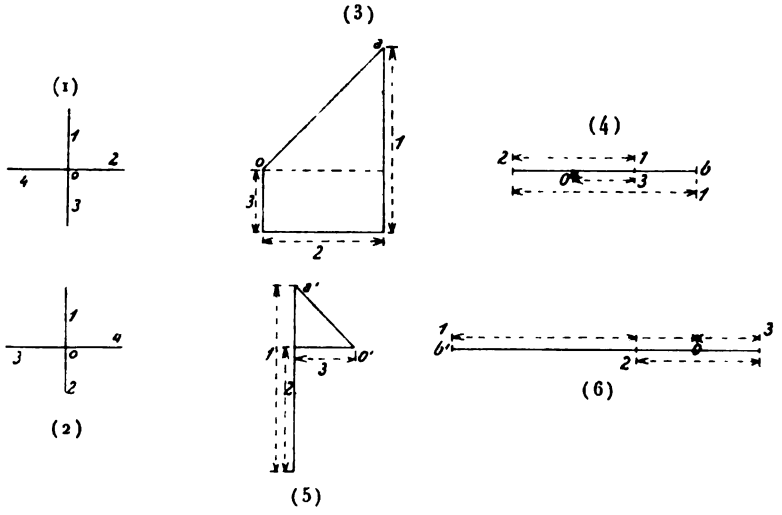
Pour le second ordre, b' vient en b'',

$$Ob'' = Ob' = Oa\sqrt{3}.$$

Les amplitudes des deux ordres conservent le même rapport que pour un attelage unique.

Pour les machines à 4 cylindres, on peut appliquer la solution précédente, qui présente le grand avantage de conserver les calages symétriques très favorables à la régularité du moment moteur. Seulement, il existe, pour l'ordre de succession des manivelles, deux combinaisons possibles représentées sur la figure 19, les cylindres étant numérotés en partant de l'arrière.

Fig. 19.



La combinaison (1) conduit [épures (3) et (4)] à

$$v_1 = Oa = dP_1\sqrt{5},$$
$$v_2 = Ob = 2dP_1.$$

La combinaison (2) donne [épures (5) et (6)],

$$v_1 = Oa' = dP_1\sqrt{2},$$
$$v_2 = Ob' = 4dP_1.$$

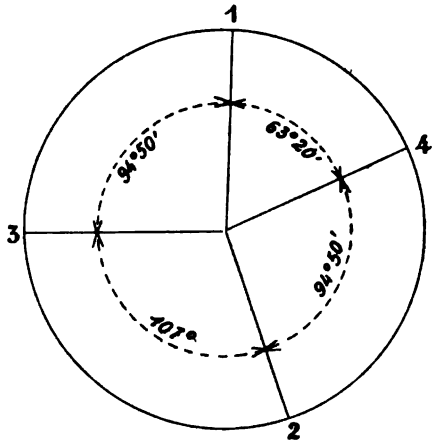
La combinaison (2) est donc beaucoup plus favorable pour le premier ordre, mais beaucoup moins pour le deuxième. De plus, si, pour assurer le changement de marche, on tient à ce que les cylindres HP et MP soient calés à 90°, on doit mettre ces cylindres aux positions 2 et 3; c'est-à-dire placer les cylindres BP aux deux extrémités de la machine, solution en général peu pratique au point de vue du tuyautage.

Une solution toute différente, connue sous le nom de *procédé Yarrow, Otto Schlick, Tweedy*, consiste à annuler u_1 et v_1, c'est-à-dire les deux amplitudes du premier ordre. Les calages cessent d'être symétriques. La fi-

gure 20 représente le schéma de la disposition de manivelles qu'on a été amené ainsi à adopter sur le paquebot allemand *Deutschland*.

Ce système a reçu de nombreuses applications à l'étranger, particulièrement en Allemagne et en Angleterre. Il a fait l'objet récemment de critiques assez vives en raison de son impuissance à combattre les vibrations du second ordre (1).

Fig. 20.



On constate, en effet, qu'avec les limites imposées par la pratique aux quantités arbitraires, ce système d'équilibrage donne aux amplitudes u_2 et v_2 du deuxième ordre, une valeur notablement plus grande que le système à calage symétrique. Il en résulte que, dans un assez grand nombre de cas, les forces d'inertie du deuxième ordre exercent une perturbation notablement supérieure à celle qu'on supprime par l'équilibrage des forces du premier ordre.

L'Amiral Melville cite comme exemple les valeurs suivantes des amplitudes du premier et du second ordre des croiseurs Allemands *Vineta* et *Hertha*.

	u_1.	v_1.	u_2.	v_2.
	kg	kgm	kg	kgm
Vineta.....	2495	27200	677	28420
Hertha.....	0	0	4750	35950

Les deux navires sont du même type. Les machines de la *Vineta* sont à calages symétriques, celles de la *Hertha* sont équilibrées par le procédé Yarrow, Otto Schlick, Tweedy.

Enfin l'adoption de calages dissymétriques est en principe défavorable à la régularité des moments moteurs.

---

(1) *Voir* la série d'articles déjà cités, intitulés : *Vibrations of steam ships*, par le Contre-Amiral George-W. Melville. (*Engineering*, 1er semestre 1903, t. LXXV.)

Équilibrage par contrepoids. — On peut, en principe, annuler complètement Z pour chaque attelage, à l'aide d'un contrepoids oscillant conduit par un système bielle-manivelle, et se déplaçant parallèlement au cylindre.

En effet, un pareil contrepoids donne une composante :

$$Z' = \varepsilon^2 \frac{p_c}{g} r_c \left[\cos(\varphi + \varphi_1) + \frac{1}{m'} \cos 2(\varphi + \varphi_1) \right];$$

$\frac{p_c}{g}$, masse du contrepoids;

r_c, rayon de la manivelle;

φ_1, calage;

m', rapport de la bielle au rayon de la manivelle.

La condition nécessaire et suffisante pour qu'on ait identiquement $Z' = -Z$ est que

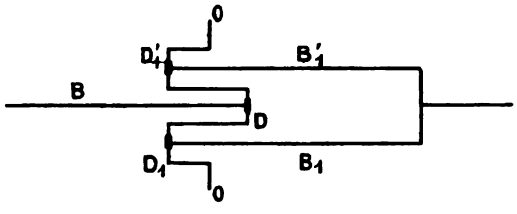
$$p_c r_c = P_r,$$
$$\varphi_1 = \pi,$$
$$m' = -m.$$

Ces conditions expriment que les bielles et manivelles de l'attelage et du contrepoids doivent constituer une figure symétrique par rapport à l'axe de l'arbre.

Cette condition est naturellement réalisée dans la machine à deux cylindres égaux représentée sur la figure 21.

Cette disposition a été employée jadis sur un vaisseau l'*Eylau* (1). Elle est

Fig. 21.



incontestablement inapplicable sur les machines marines modernes, et ne peut convenir que pour des moteurs assez petits d'un usage spécial tels que certains moteurs à pétrole.

Avec les dispositions courantes qui obligent à mettre la bielle du contrepoids du même côté de l'arbre que celle de l'attelage, le terme en $\frac{1}{m'}$ du contrepoids ne peut être que nuisible. Aussi doit-on chercher à le rendre négligeable en actionnant le contrepoids par un excentrique de faible course et de grande longueur de bielle.

(1) *Voir* Bertin, *Traité de Machines marines*, p. 280.

Dans ces conditions, on ne peut équilibrer ainsi que le terme du premier ordre. On se trouve ramené ainsi au même problème que l'équilibrage des forces Y. L'équilibrage peut être obtenu par deux contrepoids disposés autant que possible aux deux extrémités de la machine.

M. Yarrow a appliqué cette méthode avec succès sur un contre-torpilleur de 248t, et il a obtenu ainsi une réduction notable de vibrations de la coque, ainsi que le montre le tableau ci-dessous :

	Amplitude maximum.
	mm
Sans contrepoids	10,9
Avec contrepoids tournants	7,9
Avec contrepoids tournants et contrepoids oscillants	2,8

Les contrepoids oscillants sont encombrants, et exigent des soins d'entretien en raison des articulations qu'ils comportent. Aussi leur emploi ne s'est-il pas généralisé.

On peut exercer la même influence sur les forces Z à l'aide de contrepoids tournants, mais, tandis que les contrepoids oscillants n'exercent aucune influence sur les forces Y, les contrepoids tournants introduisent dans ces forces la même composante que pour Z, de sorte qu'on détruit d'un côté l'équilibrage qu'on produit de l'autre. Le résultat final dépend de l'importance relative des effets que les deux systèmes de force tendent à produire. Pour les machines solidement tenues dans le sens transversal, l'équilibrage de Z par des contrepoids tournants peut être avantageux.

Cette solution convient tout particulièrement pour les moteurs des dynamos installées à bord sur des plates-formes beaucoup plus sujettes aux trépidations verticales qu'aux déplacements horizontaux.

L'équilibrage par contrepoids permet de donner au calage des manivelles une valeur quelconque. Il est donc logique de conserver alors le calage symétrique, en choisissant pour les machines à quatre cylindres la disposition (1) (*fig.* 19) qui réduit au minimum les forces du deuxième ordre qu'on ne peut équilibrer, et permet de conserver l'ordre des cylindres le plus favorable à l'installation du tuyautage.

Équilibrage parfait. — Nous avons vu plus haut que, à part la disposition de l'*Eylau,* qui est pratiquement irréalisable pour les grandes machines marines, l'équilibrage complet exige au moins six cylindres.

Cette solution peut être réalisée par l'emploi de deux machines à trois et quatre cylindres placées à la suite l'une de l'autre et affectant des dispositions absolument symétriques ; la valeur de Z étant annulée séparément pour ces deux machines. La symétrie des dispositions suffit alors à annuler M_y. Mais il faut que ces machines soient solidement reliées entre elles, de manière à constituer un tout indéformable. Cette solution est appliquée sur le paquebot allemand *Kaiser Wilhelm II.* Elle conduit à fractionner l'appareil moteur en quatre machines, ce qui n'est admissible que pour des puissances considé-

rables. De plus, les deux machines attelées sur un même arbre doivent être séparées par une cloison étanche ; un compartiment unique aurait une longueur inacceptable. Cette disposition offrirait des inconvénients sérieux pour un navire de guerre appelé à manœuvrer fréquemment.

Conclusion. — Du moment où l'on s'impose l'obligation de n'atteler que trois ou quatre manivelles sur un même arbre l'équilibrage complet ne peut être obtenu pratiquement.

Si l'on veut se borner à réaliser un équilibrage partiel sans contrepoids, en s'imposant l'obligation de conserver le calage symétrique des manivelles très favorable à la régularité du mouvement de rotation et à la sécurité de la mise en marche, il suffira d'égaliser le poids des attelages pour annuler complètement la résultante Z et réduire au minimum l'amplitude v_2 du terme du deuxième ordre du moment M_y. Il ne restera alors que l'amplitude u_1 de premier ordre de M_y, dont on annulera l'effet en établissant la machine dans la région centrale du bâtiment. Cette disposition est celle de la plupart des bâtiments récents de la marine militaire Française. Il semble qu'elle ait toujours suffi à réduire les vibrations à une amplitude supportable toutes les fois que le carlingage des machines a été constitué d'une façon rigide.

Tel est le cas de la *Marseillaise* dont on trouvera plus loin (voir *fig.* 22) les diagrammes de vibrations relevés dans l'emplacement où l'amplitude paraissait maximum. On ne voit pour ainsi dire pas trace de vibrations du premier et du deuxième ordre. La fréquence étant régulièrement égale au triple de celle de la rotation des machines, la cause de ces vibrations paraît due aux hélices.

D'ailleurs le seul fait que, sur les torpilleurs Normand, la rigidité de la liaison avec la coque suffise à empêcher le moment de tangage de donner des vibrations d'une amplitude fâcheuse est rassurant pour les grands bâtiments. Il suffit, en effet, d'appliquer par similitude les formules établies au cours de cette note pour reconnaître qu'on peut augmenter très notablement les forces d'inertie des machines des grands bâtiments, avant de se trouver dans une situation comparable au point de vue des vibrations à celle d'un torpilleur comme le *Forban*.

3. — Vibrations dues aux hélices.

Les efforts périodiques que l'hélice est susceptible d'exercer sur la coque peuvent provenir de plusieurs causes :

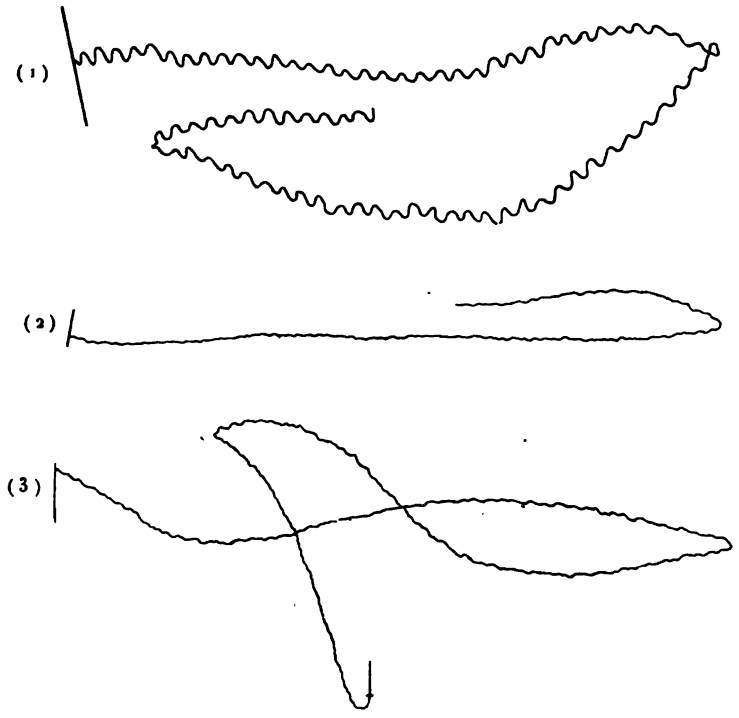
1° La poussée sur le palier de butée dont les variations sont liées à l'irrégularité du mouvement de rotation ;

2° La pression exercée sur les supports provenant des poussées transversales variables, exercées par l'eau sur les ailes ;

3° Les chocs exercés sur la carène par l'eau rejetée par l'hélice.

Nous avons signalé antérieurement [1] l'importance des variations de la poussée qui résulte de l'irrégularité du mouvement de rotation. Ces variations s'expriment par une série de sinusoïdes dont les quatre premiers termes

Fig. 27.



peuvent normalement avoir une amplitude parfois considérable. Des mesures précises permettraient seules d'apprécier l'influence de ces variations sur les vibrations. Il importe cependant de remarquer que le palier de butée qui sert d'intermédiaire est très solidement relié à la coque, et joue ici le même rôle qu'un carlingage de machine très rigide.

Lorsque l'eau déviée par les formes de la carène arrive obliquement, les efforts exercés à un instant déterminé ont une valeur différente pour chacune des ailes. L'ensemble de ces efforts, au lieu de se réduire à un couple, donne lieu à une résultante, qui tend à déplacer l'hélice et par suite l'arbre sur le support arrière. Cette résultante est périodique, et sa fréquence est évidemment $n\varepsilon$ (n étant le nombre d'ailes), puisque, si l'on suppose que les ailes sont identiques, les forces reprendront la même valeur lorsqu'une aile aura pris la place de la précédente. Cette résultante a une valeur d'autant plus grande que l'attaque est plus oblique. Aussi doit-elle être plus sensible pour

[1] Voir l'étude déjà citée, *Bulletin de l'Association Technique Maritime*, 1902.

l'hélice centrale que pour les hélices latérales. Elle est transmise à l'ensemble de la coque par l'intermédiaire de la charpente arrière. Si cette charpente est suffisamment flexible, il semble que les vibrations ainsi produites puissent atteindre une valeur assez considérable. Les chocs sur la carène de l'eau rejetée par l'hélice donnent des effets analogues. Enfin, comme l'a fait observer M. Otto Schlick [1], les différences d'exécution entre les ailes peuvent donner lieu à des forces analogues, mais de fréquence moindre.

Ces effets sont sans doute difficiles à chiffrer ; mais deux exemples récents paraissent montrer que les hélices à trois ailes sont réellement susceptibles de donner lieu à des vibrations.

Sur le *Château-Renault,* des vibrations très sensibles de la coque se sont notablement atténuées, lorsqu'on a remplacé l'hélice centrale à trois ailes droites par une hélice à quatre ailes incurvées en lame de sabre, de manière à régulariser l'action de l'eau. Plus récemment, le port de Brest a relevé sur la *Marseillaise* les diagrammes des vibrations représentés par la figure 22.

Les chiffres relevés sont résumés dans le Tableau ci-dessous :

		Numéros des diagrammes.		
		1.	2.	3.
Nombre des tours aux machines	babord	115	124	139
	centrale	108,5	119	134
	tribord	112	124	142
Nombre des vibrations doubles par minute		320	352	476
Vitesse en nœuds		$18^{n},5$	$19^{n},6$	$21^{n},6$

Ces vibrations sont verticales ; elles ont été mesurées sur l'arrière au quart environ de la longueur totale du navire, dans l'emplacement où l'amplitude paraissait maximum. Leur fréquence est triple de celle des machines. Or les hélices sont à trois ailes. Si l'on remarque d'autre part que les machines latérales marchaient à des nombres de tours assez différents, et que l'amplitude des vibrations reste constante, sans interférences, il paraît difficile de les attribuer à d'autres causes que l'hélice centrale. Ces vibrations sont d'ailleurs très faibles (moins de 1^{mm}).

Résumé et Conclusions.

Les défauts de liaison de la charpente et l'élasticité du carlingage des machines exercent une influence considérable sur l'amplitude des vibrations des coques. L'expérience prouve qu'il suffit d'étudier avec soin la rigidité de la charpente, et d'établir les machines sur un carlingage robuste, pour rendre les vibrations supportables en toute circonstance. Sur les bâtiments légers, où l'on ne peut donner au carlingage une rigidité suffisante, on obtient un

---

[1] Voir *Bulletin de l'Association Technique Maritime,* 1900, p. 209.

résultat analogue par l'addition de liaisons supplémentaires de la machine sur la coque, comme M. Normand l'a fait sur les torpilleurs. Il serait assez facile de déterminer par quelques expériences soignées les coefficients d'amortissement des vibrations. On aurait ainsi une base essentielle, qui manque actuellement, pour prévoir approximativement les vibrations d'un navire en projet.

En ce qui concerne l'équilibrage des machines, il est facile de détruire la résultante horizontale des forces d'inertie, et le moment de cette résultante, à l'aide de contrepoids de manivelles.

La résultante verticale des forces d'inertie peut également être annulée en donnant aux attelages des poids égaux et des calages symétriques. Ce procédé, mis en évidence par M. Normand, est employé actuellement par plusieurs constructeurs. Le moment de tangage est beaucoup plus difficile à équilibrer. Les procédés qui agissent sur les calages risquent d'augmenter les vibrations d'ordre supérieur. On peut avoir recours aux contrepoids tournants lorsque les machines sont fortement tenues dans le sens transversal, ce qui est le cas des moteurs de dynamos par exemple. D'ailleurs, le fait seul de placer les machines au centre du navire suffit à combattre d'une façon efficace l'action de ce moment.

D'une manière générale, il est très important de veiller à ce que le mouvement de rotation de la machine soit aussi régulier que possible, les écarts de vitesse ayant pour effet d'augmenter les forces d'inertie des machines, et de favoriser l'action vibratoire des hélices.

Enfin il est bon de donner quatre ailes aux hélices centrales, et d'incurver ces ailes de manière à régulariser l'action de l'eau.

ÉTUDE

SUR LA TRANSMISSION DES SONS ÉMIS DANS L'EAU

ET SON APPLICATION

A UN SYSTÈME DE SIGNAL MARITIME SOUS-MARIN,

PAR M. ÉMILE DE MEULEMEESTER.

Colladon et Sturm ont fait, en 1827, une série d'expériences mémorables sur le lac de Genève. Un timbre cloche était placé sous l'eau, et produisait des sons à des moments déterminés. A une grande distance, c'est-à-dire à 14000^m de là, se trouvait établi dans l'eau un tube acoustique élargi à sa partie inférieure sous forme de pavillon, et fermé au moyen d'une membrane métallique; l'extrémité du tube, le bout étroit, émergeait de l'eau.

Les vibrations sonores produites par le timbre cloche se propageaient à travers l'eau jusqu'à la membrane métallique, et de celle-ci dans l'air du tube. L'observateur, dont l'oreille était appliquée au bout du tube, entendait distinctement le son.

Ces deux savants purent déterminer la vitesse du son dans l'eau, c'est-à-dire 1435^m à la seconde (dans l'eau de mer à 20° C. 1437^m), soit plus de quatre fois celle du son dans l'air: 340^m.

D'après leurs calculs, une cloche submergée peut s'entendre à quinze lieues en mer.

Enfin ces deux savants ont reconnu que l'agitation de l'eau n'a aucune influence sur la transmission des sons; cette transmission se fait sous forme d'ondes semblables à celles produites dans l'air, et est soumise aux mêmes lois physiques de réflexion.

En me basant sur ces expériences et sur ces données, j'ai imaginé un appareil, récepteur et indicateur de sons, propre à déterminer en quelques secondes, d'une façon exacte et certaine, la source d'émission d'un son sous-marin, comme par exemple le bruit et les trépidations produits par un bateau à vapeur en marche ou un timbre sous-marin.

Voici la description de l'appareil qui fait l'objet de mon invention :

Il consiste en une série de cornets disposés en cercle avec leurs pavil-

lons dirigés horizontalement vers l'extérieur, et leurs extrémités étroites groupées autour du centre commun, et raccordées chacune à un tuyau relié à l'appareil indicateur, qui permet de localiser la provenance d'un son, en indiquant celui des cornets, par lequel le son a été reçu.

Le pavillon des cornets est fermé à l'aide d'une membrane métallique, et l'ensemble est enfermé dans une boîte protectrice percée d'ouvertures correspondant aux pavillons des cornets.

Afin d'empêcher qu'un même son soit perçu à la fois par plusieurs cornets voisins, l'espace, qui sépare deux pavillons de cornets adjacents, peut être garni d'un déflecteur, construit de façon à empêcher autant que possible l'accès des cornets aux sons, qui ne sont pas dirigés directement sur leur pavillon.

Le nombre des cornets peut varier suivant la précision plus ou moins grande des indications que l'on veut obtenir.

Les figures 1, 2, 3 représentent à titre d'exemple un appareil construit d'après les données de l'invention, et comprenant seulement douze cornets.

Fig. 1.

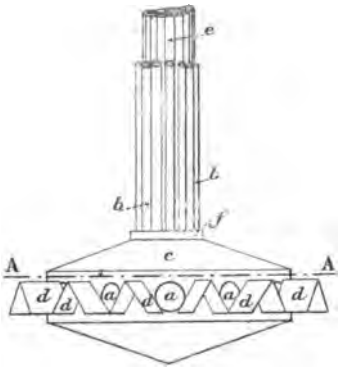


Fig. 2.

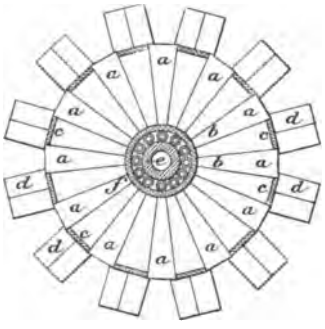
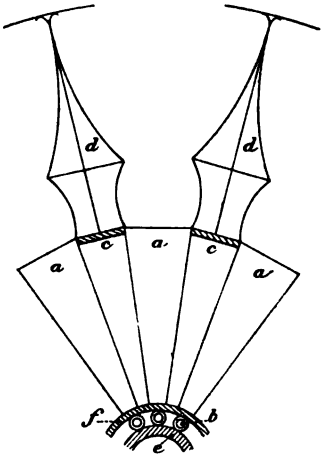


Fig. 3.



autre exemple de déflecteur

La figure 1 est une vue en élévation et la figure 2 une coupe horizontale par AA (*fig.* 1) :

a, *a* sont les cornets, dont chacun est relié à l'appareil indicateur par un tuyau *b*, *b*; *c* est la boîte protectrice formée d'une partie cylindrique, percée d'ouvertures qui correspondent aux pavillons des cornets, et de deux parties coniques; *d*, *d* sont des déflecteurs de son fixés à la boîte *c* dans les intervalles entre les cornets.

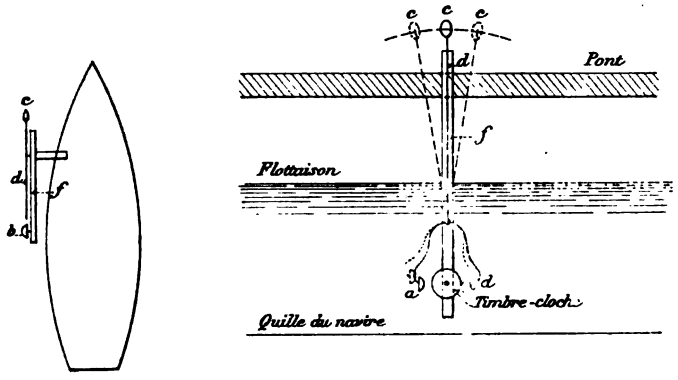
L'appareil peut être suspendu sous l'eau à l'aide de la tige tubulaire *e*, autour de laquelle les tuyaux *b*, *b* sont maintenus par une bague *f*.

Si l'appareil est destiné à être disposé à un endroit où il ne peut recevoir que des sons provenant de certaines directions, par exemple contre les flancs d'un navire, il suffira évidemment d'un groupe de cornets disposés en segment de cercle, et dirigés vers les points d'où les sons peuvent être recueillis.

En résumé, mon invention consiste en un appareil récepteur pour recueillir les sons émis dans l'eau, et les transmettre à un appareil indicateur de provenance, caractérisé par une série de cornets récepteurs, disposés horizontalement autour d'un centre commun, avec leurs pavillons dirigés vers l'extérieur, et raccordés par des tuyaux appropriés à l'appareil indicateur, comme je l'ai décrit ci-dessus et représenté au dessin ci-joint.

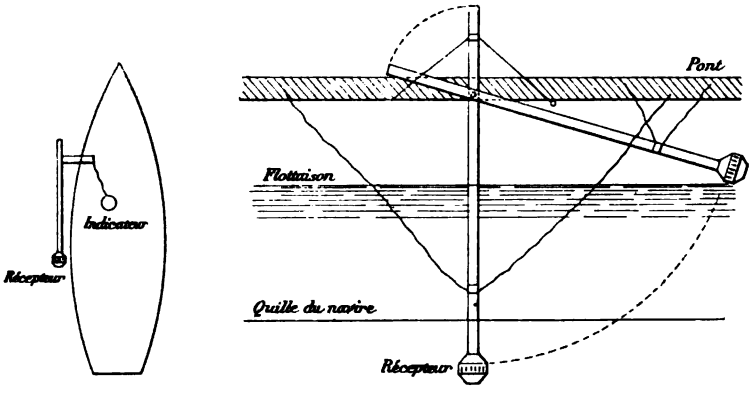
L'indicateur (*fig.* 4 et 5) consiste en un anneau tubulaire, dans lequel

Fig. 4.



débouchent tous les tubes acoustiques venant du récepteur, leur orifice étant

Fig. 5.



disposé autour de l'anneau dans un ordre correspondant à la position des cornets du récepteur.

L'anneau tubulaire possède une ouverture, à laquelle est adapté un tuyau

acoustique garni d'écoutoirs, à l'aide desquels les sons qui pénètrent dans les cornets du récepteur sont perçus par la personne chargée de la manœuvre de l'appareil.

Chacun des tubes acoustiques est muni, près de son orifice dans l'anneau, d'un clapet ou interrupteur, dont la fermeture intercepte le passage des sons, et tous les interrupteurs sont reliés à un mécanisme, à l'aide duquel l'opérateur peut fermer ou ouvrir les clapets.

Sur l'anneau tubulaire, en regard des tubes acoustiques qui y débouchent, se trouvent marqués les chiffres correspondant à ceux des cornets du récepteur.

Le mécanisme mobile est muni au centre d'une aiguille index.

Manière d'opérer.

Lorsque l'opérateur perçoit les vibrations sonores produites par la marche d'un vapeur ou un timbre sous-marin, à l'aide du mécanisme, il ferme tous les tubes acoustiques venant du récepteur dans l'indicateur, excepté celui qui se trouve en face de l'aiguille index. S'il n'entend rien, c'est que le son ne vient pas de la direction vers laquelle se trouve tourné le pavillon du cornet correspondant au tube ouvert; alors il place l'index entre deux tubes et par cette manœuvre tous les tubes sont ouverts à nouveau ; il constate alors si le son continue, et met ensuite l'index sur le numéro suivant, et ainsi de suite, jusqu'à ce qu'il trouve la direction exacte du son émis.

Toute l'opération ne prend que quelques secondes.

Plus de collisions causées par le brouillard.

Mon système de signal sous-marin est d'une application simple et facile à tous les navires de commerce.

Tout navire muni de ces appareils peut avec certitude éviter en temps de brouillard la collision avec un autre navire, dont la marche produit des vibrations sonores suffisantes, telles que celles produites par la marche des bateaux à vapeur ou par les timbres ou cloches, qui, suspendus aux flancs des voiliers et submergés, émettent des vibrations sonores intermittentes.

Par ces moyens, les craintes, les hésitations et les fausses manœuvres en résultant, sont supprimées ; un coup de barre suffit pour écarter immédiatement tout danger.

Signaux pour l'entrée des ports.

Mon signal sous-marin est également applicable aux ports, afin de faciliter aux navires munis de mes appareils leur entrée en temps de brouillard.

Un timbre ou cloche submergée, vibrant à l'entrée du port, avertira à

distance les navigateurs de la présence et de la direction où se trouve le port.

Le signal sous-marin pourra, par sa puissance et sa réglementation, transmettre à distance aux navires les mêmes indications qu'un port transmet avec les feux de son phare, et c'est ainsi que les messages entre sémaphores et navires en mer peuvent s'échanger en temps de brouillard comme en temps clair.

Les bouées sonores et les écueils.

En temps de brume, il est presque impossible aux navires de localiser la situation des bouées sonores, qui indiquent la présence des écueils ou le voisinage des côtes.

Rien n'est plus facile que d'appliquer les vibrations sonores sous-marines à ces bouées, écartant ainsi les dangers pour les navires qui possèdent mes appareils.

Conclusions.

L'installation d'un récepteur et d'un indicateur, et au besoin d'un timbre cloche à bord d'un bateau à vapeur suffisent pour donner, par leur usage, toute garantie à ce navire qu'il n'entrera pas en collision avec un autre vapeur en marche en temps de brouillard.

Quand on considère qu'avec une dépense aussi minime, et une surveillance aussi facile, on garantit la vie de nombreuses personnes, et qu'on donne la sécurité à la valeur souvent considérable du navire et de sa cargaison, on peut conclure qu'en peu de temps la plupart des navires du globe seront munis de mes appareils sous-marins.

Mon signal sous-marin est l'unique appareil capable d'assurer la sécurité à la navigation pendant les tempêtes de neige.

ÉTUDE GRAPHIQUE DU COUP D'AVIRON

EN CANOË,

PAR MM. LES Drs LEFEUVRE ET PAILLOTTE (1).

I. — Introduction.

Il arrive souvent dans les épreuves sportives que des hommes égaux ou même nettement inférieurs à leurs concurrents au point de vue force musculaire générale se classent cependant avant eux. La supériorité de ces individus ne peut s'expliquer que par ce fait, que leurs mouvements sont mieux adaptés au but à atteindre. Exécuter les mouvements convenables au moment précis où ils produiront leur maximum d'effet, éviter complètement, ou, si la chose est impossible, atténuer, autant que faire se peut, ceux qui pourraient être contraires, sont en effet des conditions essentielles de succès. L'étude minutieuse des mouvements dans les exercices sportifs est donc de la plus grande importance. Malheureusement l'observation directe de ces mouvements est très difficile à cause de leur complexité et de la rapidité avec laquelle s'exécutent certains d'entre eux; aussi, bien que quelques hommes de sport arrivent par une auto-observation continuelle à analyser leurs actes d'une façon réellement extraordinaire, étant donnée l'imperfection de leurs procédés d'observation, certains détails de leurs mouvements leur échappent certainement. Si l'on veut dans cette étude arriver à des résultats précis, il faut avoir recours à une méthode générale pour l'étude scientifique des mouvements, méthode qui consiste à fixer, à enregistrer les différentes phases de ces mouvements si compliqués et si rapides, ce qui permettra ensuite de les étudier à loisir, et avec toute l'exactitude désirable.

Cette méthode, appliquée par M. le Professeur Marey d'abord à des études purement physiologiques, telles que l'étude de la locomotion normale de l'homme et des animaux, lui donna également au point de vue sportif des résultats très importants, lorsqu'il l'appliqua pendant les concours sportifs de l'exposition de 1900 à l'étude de la course, du saut, du lancement du disque

(1) Travail du laboratoire de M. le Professeur Marey.

et du poids, de la lutte, etc.; un de ses élèves, le Dr Bouny, étudia également avec fruit de cette façon la locomotion à bicyclette (1).

Il n'existe à notre connaissance aucun travail analogue concernant le sport si intéressant de l'aviron; c'est cette étude que, sur les conseils de M. le Professeur Marey, nous avons entreprise, et que nous avons pu mener à bien, grâce à l'aimable accueil que nous firent les membres de la « Société d'encouragement au sport nautique en France ». Ces messieurs voulurent bien se prêter obligeamment à nos expériences, et nous permirent ainsi d'étudier la nage de rameurs possédant un style reconnu impeccable, ce qui était pour nous de la plus grande importance (2).

Pour enregistrer les mouvements il existe deux procédés : l'un consiste à prendre à intervalles égaux et très rapprochés des photographies instantanées de l'objet en mouvement, c'est la *chronophotographie;* dans l'autre procédé, le mouvement transmis à un levier inscripteur s'inscrit de lui-même sur un cylindre animé d'un mouvement uniforme, et recouvert d'une feuille de papier, c'est le procédé *chronostylographique,* employé couramment aujourd'hui en physiologie et en météorologie (baromètres, thermomètres, anémomètres enregistreurs, etc.). Le mouvement est enregistré dans ce cas sous la forme d'une courbe, dont la hauteur représente l'amplitude du mouvement, tandis que la longueur de papier déroulé en représente la durée.

C'est la première de ces deux méthodes qui a surtout été employée pour l'étude des mouvements dans les exercices sportifs ; nous avons choisi la seconde pour l'étude du coup d'aviron, parce qu'elle pouvait seule nous donner directement des renseignements précieux sur l'effort exercé par le rameur.

Toutes nos expériences ont été faites dans un *canoë;* mais il est certain qu'on pourrait étudier avec les mêmes instruments la nage dans n'importe quel genre d'embarcation présentant une place pour un barreur: c'est le barreur en effet qui est chargé de surveiller la prise des tracés.

Le canoë qui a servi spécialement à nos études est un canoë à francs bords construit par Alex. Lein du Perreux ; il présente une longueur de 7^{m} sur une largeur de $0^{m},80$ et un poids de $52^{kg},700$ non compris les avirons, ni les instruments, dont l'ensemble pesait $13^{kg},376$.

Les instruments explorateurs étaient au nombre de cinq, et servaient à recueillir sous forme de courbes les phénomènes qui nous ont semblé les plus intéressants dans le coup d'aviron, savoir : les variations de vitesse du bateau, les mouvements du banc à coulisse, la pression sur chacun des systèmes portant les avirons, la pression sur la barre de pieds. Il y avait donc : 1° un appareil explorateur de la vitesse du bateau ; 2° un appareil explorateur

---

(1) *De la physiologie du membre inférieur dans la locomotion à bicyclette* (*Thèse de la Faculté de médecine de Paris*, 1899).

(2) Nous remercions tout spécialement M. Fenwick de son aimable concours, et de ses conseils éclairés.

des mouvements du banc à coulisse ; 3° un système dynamographique pour l'aviron droit ; 4° un système dynamographique pour l'aviron gauche ; 5° une barre de pieds dynamographique. De ces cinq instruments partaient cinq tubes de caoutchouc, qui transmettaient les indications recueillies aux plumes d'autant de tambours de Marey, récepteurs disposés le long d'un cylindre tournant. Le cylindre était placé sur une petite tablette devant le barreur, immédiatement en arrière de la barre de pieds. L'inscription se faisait à l'aide de plumes à encre, qui traçaient sur le cylindre cinq courbes superposées.

II. — Description des appareils (1).

1° *Explorateur de vitesse.* — La pression que supporte une tige verticale plongée dans un courant d'eau est en rapport avec la vitesse de ce courant ; il est évident que le même rapport existe lorsque la tige se meut dans une eau au repos. C'est sur ce principe qu'est basé l'explorateur de vitesse dont le

Fig. 1.

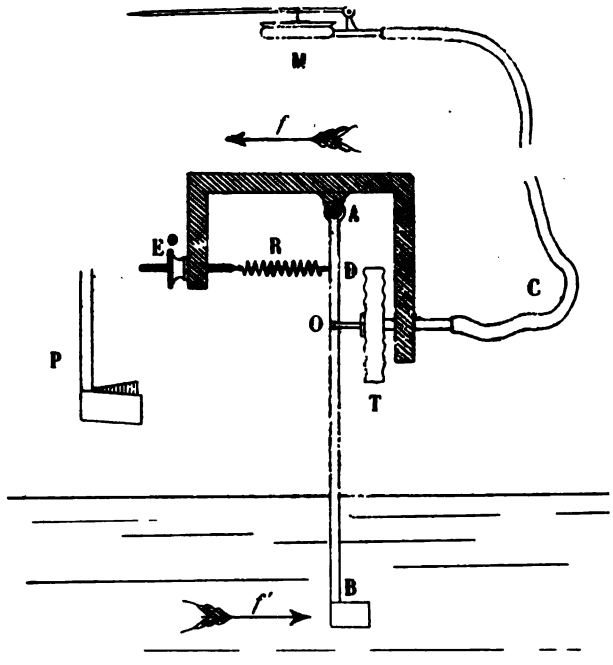


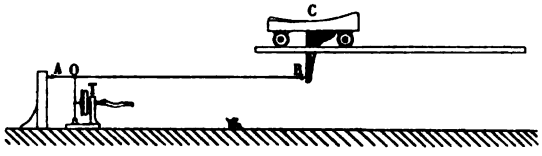
schéma est représenté figure 1. Une tige verticale AB (*fig.* 1) articulée à son

(1) Les figures ci-jointes représentant les appareils explorateurs ne sont que des schémas, dans lesquels on a été obligé d'omettre ou de modifier certains détails de construction, pour rendre la démonstration plus facile et les figures plus claires ; elles ne montrent d'une façon exacte que le principe des appareils qui nous ont servi.

extrémité supérieure A en un point fixé sur le bordage extérieur du bateau, plonge dans l'eau par son extrémité inférieure terminée par une palette. Cette tige est reliée antérieurement à un ressort en spirale R. Si le bateau se déplace dans le sens de la flèche *f* entraînant avec lui la tige à palette qui lui est fixée, il se produira une pression de l'eau sur la palette dans le sens opposé *f'*; le ressort en spirale sera tendu jusqu'à ce que sa force élastique devienne égale à la pression de l'eau sur la palette. Il suffira donc d'enregistrer les déplacements de la tige AB pour obtenir un tracé de la pression de l'eau sur la palette et par conséquent de la vitesse du bateau. A cet effet, on a disposé en arrière de la tige AB un tambour anéroïde T qui recueille tous les mouvements de cette tige, et les transmet fidèlement par le tube de caoutchouc C au tambour inscripteur de Marey M. Telle est schématiquement la disposition de l'appareil. En fait tout l'instrument est monté sur un solide bâti de bois, qui peut se fixer facilement à l'aide d'un serre-joints sur le bordage de n'importe quelle embarcation; la palette, dont la disposition exacte est représentée à gauche de la figure en P, a la forme d'un angle dièdre à sommet dirigé vers l'avant du bateau, ce qui empêche les vibrations latérales que produisent les vagues. On peut modifier les positions respectives des points A, D, O pour régler la sensibilité de l'appareil; enfin on peut augmenter ou diminuer à l'aide de l'écrou E la tension du ressort R suivant la vitesse de l'embarcation en expérience.

2° *Explorateur des mouvements du banc à coulisse.* — Les déplacements du banc à roulettes sur ses rails sont très étendus ($0^m,37$). Pour faire inscrire à un tambour explorateur de tels déplacements, on est obligé d'avoir recours au système de réduction suivant (*fig.* 2) : AB est un fil de caoutchouc mince

Fig. 2.

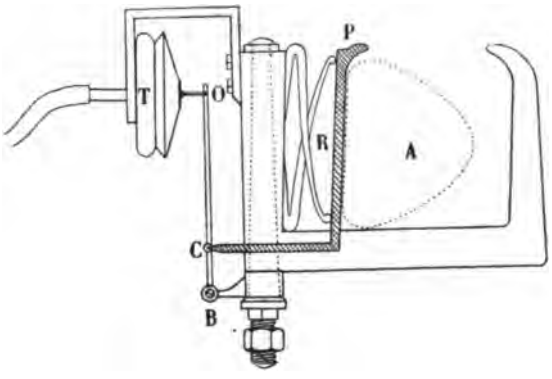


et légèrement tendu. Il est fixé d'une part à un point fixe dans le bateau A; d'autre part à un crochet B porté par le banc à roulettes. Ce fil est allongé lorsque le banc marche vers l'arrière; il se raccourcit lorsqu'il revient vers l'avant; il reste d'une longueur constante lorsque le banc est arrêté dans un point quelconque de sa course. Chaque partie du fil de caoutchouc se déplace de la même façon que le banc lui-même; seulement le déplacement est de plus en plus petit à mesure que l'on va du point B, dont les déplacements sont égaux en grandeur à ceux du banc, vers le point A où ils sont nuls. Il suffira donc de relier un point du fil de caoutchouc assez voisin du point A à l'extrémité du levier d'un tambour à membrane de caoutchouc T pour que ce

tambour transmette en les réduisant tous les mouvements du banc C au tambour récepteur placé sur le cylindre. Plus ce point O sera rapproché du point A, plus la réduction sera grande ; on a ainsi un moyen facile de régler l'amplitude de son tracé. Dans nos expériences le point O était situé à environ 1cm du point A ; la réduction était donc considérable. Par suite de l'orientation du tambour T, le mouvement du banc *vers l'arrière* (1) sera représenté sur les tracés par une ligne ascendante, le mouvement *vers l'avant* par une ligne descendante.

3° *Système dynamographique.* — Les deux systèmes qui servent à enregistrer la pression des avirons sont absolument semblables l'un à l'autre. L'aviron A, représenté en coupe sur le schéma de la figure 3, appuie, par

Fig. 3.



l'intermédiaire d'une pièce mobile P pouvant glisser dans le sens de la pression, contre deux ressorts R en forme de V, et disposés l'un en sens contraire de l'autre. Cette pression exercée par l'aviron, lorsqu'il agit sur l'eau, est mesurée en kilogrammes par le degré d'aplatissement de ces ressorts, l'appareil ayant été étalonné préalablement. Pour inscrire cette pression, la pièce mobile P est reliée à la membrane d'un tambour T par l'intermédiaire d'un levier BCO. On peut faire varier les positions respectives des points B, C, O, ce qui permet de régler la sensibilité de l'instrument. Le tambour T est, comme pour les autres explorateurs, relié par un tube de caoutchouc à un tambour inscripteur de Marey.

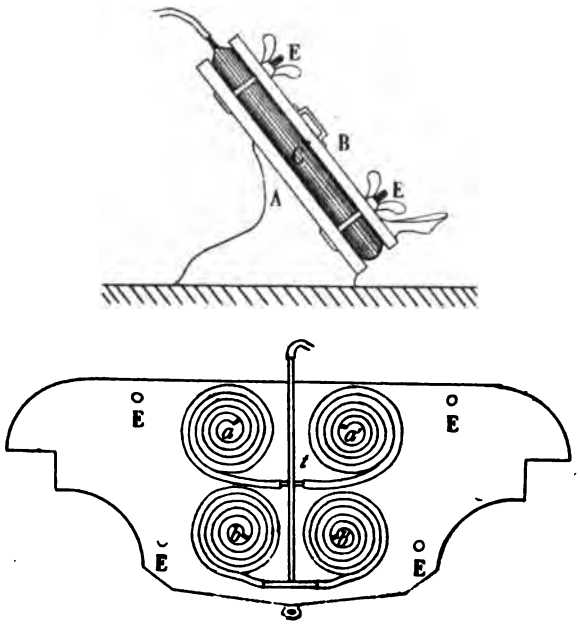
4° *Barre de pieds dynamographique.* — Entre une barre de pieds A (*fig.* 4), fixée solidement sur le bateau, et une planchette mobile B portant les talon-

(1) Les expressions *vers l'avant, vers l'arrière, sur l'avant, sur l'arrière* signifient toujours en sport nautique l'avant ou l'arrière du rameur et c'est dans ce sens que nous les employons. Le rameur tournant le dos à l'avant du bateau, il est évident que l'arrière du rameur correspond à l'avant du bateau

nettes et la courroie pour fixer les pieds, est intercalée une ampoule de caoutchouc C à parois très épaisses. La planchette mobile est maintenue en place à l'aide d'écrous à ailettes E, solidement fixés par leurs têtes dans la planche A, et glissant au contraire librement dans la planche B. Dans ces conditions, toute pression des pieds sur la planche B écrasera l'ampoule interposée entre les deux planches, et, si l'on réunit l'ampoule à un tambour inscripteur, on recueillera une courbe des pressions exercées sur la planchette mobile.

En réalité, l'ampoule C est remplacée, comme cela se voit dans la partie

Fig. 4.



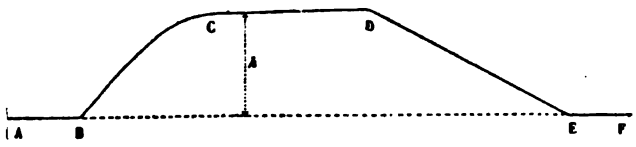
inférieure de la figure 4, par quatre tubes de caoutchouc fermés à une de leurs extrémités, et enroulés en spirale dans un plan. Ces tubes forment ainsi quatre disques *a*, *a'*, *b*, *b'* placés, deux sous les points où appuient les pointes des pieds, deux sous les points où appuient les talons. Les quatre tubes sont réunis par un tube collecteur en laiton *t*, qui est mis lui-même en relation avec un tambour inscripteur. Dans cet appareil, les tubes de caoutchouc enroulés servent à la fois de ressorts dynamographiques et de tambours explorateurs. C'est la disposition qu'avait employée M. le professeur Marey dans ses études sur la marche de l'homme. On peut, en conjuguant d'une façon différente les quatre spirales, recueillir à part le tracé des pressions de la pointe des pieds et les tracés de pression des talons.

III. — Analyse des tracés.

Un bateau en marche se trouve sollicité par deux forces contraires : une qui tend à le pousser en avant, c'est son appareil propulseur; une qui tend à l'empêcher d'avancer, c'est la résistance de l'eau; cette dernière croît avec la vitesse du bateau.

Si nous avions affaire à un bateau actionné par un moteur qui le pousserait en avant avec une force absolument constante et continue, l'appareil explorateur de vitesse nous donnerait un tracé analogue à celui de la figure 5. La ligne AB est la ligne de zéro; le bateau est immobile. En B on met en marche

Fig 5.



le moteur : la vitesse s'accroît, ce qui est figuré sur la courbe par une ligne ascendante BC. La résistance de l'eau croissant aussi à mesure que la vitesse du bateau augmente, il arrive un moment où ces deux forces se font équilibre. A ce moment C il s'établit un régime permanent; le bateau se meut d'un mouvement uniforme; il a une vitesse constante tant que son appareil propulseur est en marche (CD). La valeur de cette vitesse constante est représentée sur le tracé par la hauteur *h* (¹). Si, au point D, on arrête le moteur, le bateau ne continue à avancer que grâce à sa vitesse acquise; il *marche sur sa lancée,* suivant l'expression employée parmi les canotiers. On voit alors la vitesse diminuer graduellement jusqu'à devenir nulle. Cette diminution est représentée sur le tracé par la ligne descendante DE; en E le bateau est complètement arrêté (²).

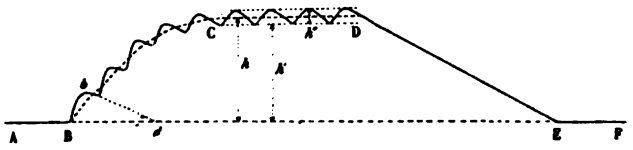
Si, comme cela se passe dans la nage à l'aviron, la force motrice est appliquée au bateau, non plus d'une façon continue, mais avec des intermittences régulières, on obtiendra le tracé de la figure 6. Au premier coup d'aviron, le bateau se met en marche; sa vitesse croît tant que l'aviron agit sur l'eau, B*b*. Au point *b* cette action de l'aviron ayant cessé, le bateau ne marche plus que *sur sa lancée;* sa vitesse diminue et elle deviendrait nulle (*bd*) si un deuxième coup d'aviron ne venait lancer à nouveau le bateau avant ce

(¹) La hauteur *h* pourrait donner directement la grandeur de la vitesse en valeur absolue si l'instrument explorateur était étalonné; c'est-à-dire s'il avait été préalablement gradué en communiquant au bateau des vitesses connues.

(²) Cette ligne DE n'est pas en réalité une ligne droite comme elle a été représentée sur le tracé schématique, c'est une courbe.

moment. Si, ce qui a toujours lieu en pratique, les coups d'avirons arrivent ainsi à intervalles réguliers, et suffisamment rapprochés pour qu'entre chaque coup la vitesse du bateau n'ait pas le temps de tomber à zéro, on verra le tracé s'élever par oscillations successives en escalier, ce qui signifie que la vitesse moyenne du bateau augmente de plus en plus. De même que dans le cas du moteur continu, il arrivera un moment où cette vitesse moyenne sera

Fig. 6.



telle que la résistance de l'eau fasse équilibre à la force propulsive. La vitesse moyenne deviendra alors constante (CD) ici encore; seulement, comme les avirons n'agissent que d'une façon intermittente, le tracé réel de la vitesse présentera des oscillations, situées également de part et d'autre de la ligne ponctuée, représentant la vitesse moyenne.

Au point D on cesse de ramer. Le bateau diminue graduellement de vitesse jusqu'à zéro, ce qui se traduit par une ligne descendante DE absolument identique à celle du tracé de la figure 5, puisque à partir de ce point D les conditions sont les mêmes dans les deux cas.

D'après ces remarques générales, on voit que l'on peut considérer plusieurs parties dans la vitesse d'un bateau mis en marche par un moteur à action intermittente :

1° La *vitesse moyenne* représentée par la ligne ponctuée de la figure 6. C'est la seule dont on s'occupe généralement; sa valeur est représentée par la hauteur h et on l'exprime en disant que l'embarcation considérée fait *tant* de kilomètres à l'heure;

2° La *vitesse constante*, qui serait représentée sur le tracé par une ligne tangente aux minima des oscillations. Cette ligne est parallèle à la ligne de vitesse moyenne et située au-dessous d'elle, ce qui signifie que la vitesse constante a toujours une valeur moindre que la vitesse moyenne. Cette valeur est représentée par la hauteur h';

3° Enfin la *vitesse variable* représentée par les oscillations de la courbe à chaque coup d'aviron et dont la valeur est représentée par la hauteur h'' entre les minima et les maxima de la courbe.

Dans ce travail, qui a pour objet l'étude du coup d'aviron, nous ne nous occuperons guère de la vitesse moyenne et de la vitesse constante; nous analyserons tout spécialement les variations de vitesse du bateau pendant le coup d'aviron.

Pour faciliter notre exposé, nous croyons utile de rappeler en quelques mots en quoi consiste essentiellement le coup d'aviron, et quels sont les

termes que l'on emploie généralement pour en désigner les différentes phases.

Un coup d'aviron se divise en deux parties bien distinctes. Dans la première, l'aviron est actif; la pelle effectue son parcours dans l'eau. C'est le coup d'aviron proprement dit, *coup d'aviron dans l'eau* ou *palade*. Dans la deuxième partie, l'aviron n'est plus actif en tant qu'appareil propulseur; la pelle effectue en sens inverse, mais dans l'air, le parcours qu'elle avait effectué dans l'eau précédemment. Ce mouvement de l'aviron dans l'air ramène la pelle dans la position qu'elle avait au début du premier temps; aussi porte-t-il le nom de *retour*.

Pendant le coup d'aviron dans l'eau, le banc à coulisse, poussé par l'allongement des jambes, marche en arrière par rapport à l'homme qui y est assis; pendant le retour, au contraire, il marche en avant par suite de la flexion des jambes, aussi appelle-t-on souvent ce dernier mouvement *retour sur l'avant*.

Le commencement et la fin du premier temps, ou *coup d'aviron dans l'eau*, sont marqués par deux phénomènes importants; c'est au début l'*attaque* qui se produit au moment où la pelle ayant pénétré dans l'eau prend brusquement point d'appui sur elle pour pousser le bateau en avant, et, à la fin, le *dégagé*, c'est-à-dire la sortie de la pelle hors de l'eau lorsqu'elle a fini son action. Au moment de l'*attaque*, la pelle est dirigée dans l'eau perpendiculairement à la surface; après le *dégagé*, elle est dirigée parallèlement à la surface pour effectuer son retour *sur le plat*.

Ces indications générales ayant été données, nous pouvons commencer l'étude des graphiques obtenus à l'aide de nos instruments explorateurs. Nous aborderons cette étude par l'examen du tracé représenté figure 7, dans lequel le rameur a exécuté des retours *brusques* sur l'avant. Ce type de nage est considéré comme défectueux; nous le choisissons cependant, parce que c'est dans cette nage que l'on aperçoit le mieux certains détails des courbes, qui, dans les tracés obtenus avec nage correcte, sont tellement peu marqués qu'ils pourraient passer inaperçus, si on ne les connaissait déjà par cette étude de la *nage vite en avant*.

Tous nos tracés se lisent de gauche à droite et sont superposés, toujours en allant de haut en bas, dans l'ordre suivant :

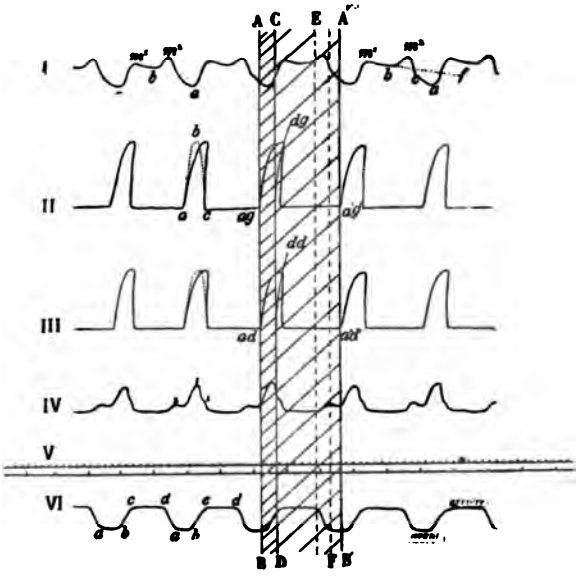
I. Le tracé des variations de vitesse du bateau;
II. Le tracé de pression de l'aviron gauche;
III. Le tracé de pression de l'aviron droit;
IV. Le tracé de pression sur la barre de pieds;
V. Le tracé chronographique;
VI. Le tracé des mouvements du banc à coulisse.

Il nous faut étudier d'abord chacun de ces tracés pris à part; ensuite nous ferons une étude de leur ensemble, de façon à pouvoir observer les concordances qui existent entre certains de leurs détails.

A. — Étude des tracés séparés.

I. *Tracé des variations de vitesse.* — En jetant les yeux sur ce tracé (*fig.* 7, I) on voit immédiatement que les oscillations de la vitesse, produites par chaque coup d'aviron, ne sont pas aussi simples sur ce tracé réel que sur le tracé théorique de la figure 6. Sous l'influence du coup d'aviron, la vitesse du bateau augmente rapidement (am^1) jusqu'à un point m^1 à partir duquel

Fig. 7. — Nage vite sur l'avant.



Rythme : 26 à la minute.

elle décroît légèrement; puis il se produit une deuxième augmentation de vitesse qui atteint un autre maximum m^2. A partir de ce dernier point, la vitesse décroît d'abord rapidement, puis lentement jusqu'à ce qu'un autre coup d'aviron vienne la faire passer à nouveau par les mêmes phases.

Il est évident que la première augmentation de vitesse (am^1) est produite par l'aviron, qui, prenant point d'appui sur l'eau, pousse le bateau en avant. La seconde élévation de la courbe (bm^2) est plus difficile à expliquer, car, comme on le verra en examinant les concordances des tracés, à ce moment les pelles ont été dégagées, et effectuent leur parcours hors de l'eau.

Pour reconnaître d'où provient cet accroissement de vitesse, il suffit d'examiner ce que devient la courbe lorsqu'on cesse de ramer, soit aussitôt après le coup d'aviron dans l'eau (immédiatement après le dégagé), soit après le coup d'aviron dans l'air (après être revenu complètement sur l'avant).

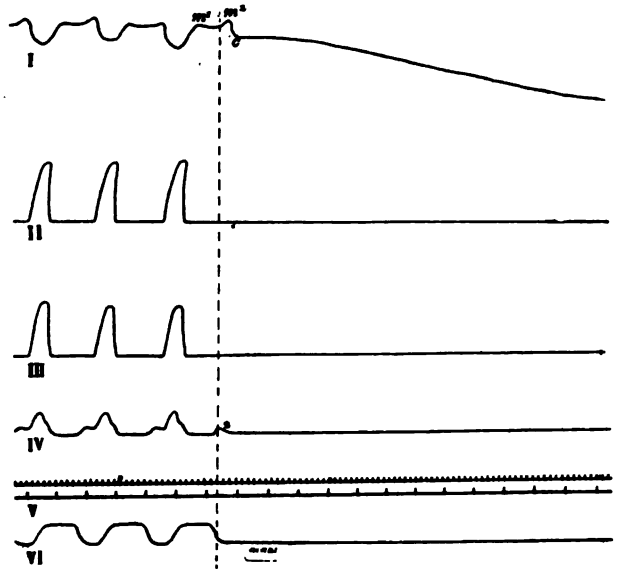
Les tracés, figure 8 et figure 9, ont été obtenus dans ces conditions. Dans

le tracé de la figure 8, on a *stoppé sur l'avant;* dans le tracé de la figure 9 on a *stoppé sur l'arrière* (1).

On voit que dans la première expérience (*fig.* 8, I) la courbe de vitesse produite par le dernier coup d'aviron présente ses deux maxima m^1 et m^2; après m^2 la vitesse tombe d'abord très rapidement (m^2c), puis plus lentement jusqu'à zéro.

Dans la deuxième expérience (*fig.* 9, I), dans laquelle le rameur a cessé de ramer immédiatement après le *dégagé*, et est resté dans la position où il se trouvait alors, la courbe de vitesse produite par le dernier coup d'aviron

Fig. 8. — Stop sur l'avant.



présente bien le premier maximum m^1, mais le deuxième m^2 est supprimé. A partir de m^1 le bateau, marchant sur sa lancée, diminue graduellement sa vitesse jusqu'à zéro.

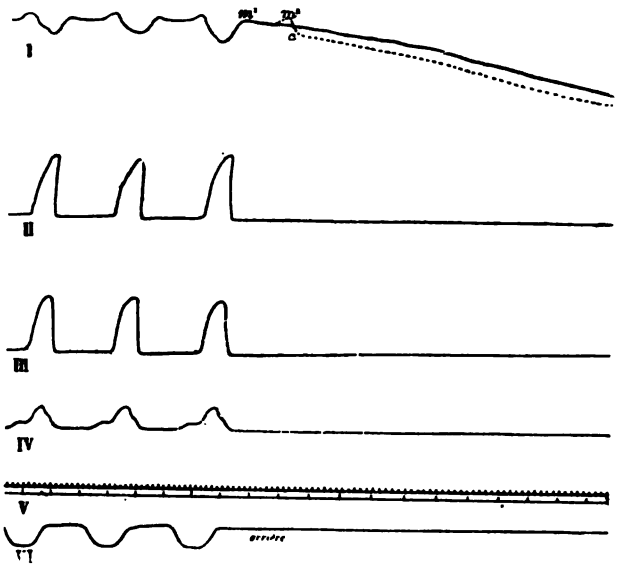
On doit donc conclure que l'augmentation de vitesse m^2 est produite par le retour du rameur sur l'avant. Reste à expliquer comment ce retour peut déterminer une augmentation de vitesse du bateau.

Etant donnée l'extrême mobilité du banc à roulettes ou à coulisses, on doit considérer le bateau et le rameur comme deux corps mobiles réunis l'un à l'autre uniquement par une partie contractile représentée par les jambes du rameur. Lorsque les jambes fléchissent, d'une part le rameur est attiré vers le bateau auquel sont attachés ses pieds, d'autre part le bateau est attiré vers le rameur. L'amplitude respective des mouvements des deux corps l'un vers

(1) *Voir* la note, page 7, sur la signification des mots *sur l'avant, sur l'arrière.*

l'autre est en raison inverse de leur masse. Si le bateau présentait une masse énorme par rapport à celle du rameur, il ne se déplacerait pas (1); mais ce n'est pas ce qui existe dans le cas actuel puisque le rameur pèse un poids moyen de 70kg, alors que le bateau et le barreur pèsent 120kg. Si l'on pouvait faire l'expérience sur des bateaux très légers, sur un *skiff* par exemple, on trouverait que le *retour sur l'avant* présente une influence énorme sur la vitesse. Même en *canoë*, le retour brusque du rameur fait déplacer d'une façon très sensible le bateau vers l'avant. Ce mouvement du bateau, qui se traduit sur les courbes par le deuxième maximum m^2, se perçoit d'ailleurs

Fig. 9. — Stop sur l'arrière.



très facilement sans aucun instrument, en faisant des retours brusques sur l'avant, le bateau étant arrêté. On sent très bien que l'on attire le bateau avec ses pieds.

Inversement si, dans les mêmes conditions, on se porte brusquement en arrière sans plonger les avirons dans l'eau, on sent que le bateau est repoussé par les pieds, et qu'il exécute très nettement un petit mouvement de recul. Le mouvement du rameur vers l'arrière devrait donc produire sur le bateau en marche une diminution de vitesse; cet effet ne s'observe pas sur les tracés, et cela se comprend, car il est complètement masqué par la vigoureuse impulsion en avant donnée, à ce moment, au bateau par les avirons dont les pelles plongent dans l'eau.

(1) Nous avons pris des tracés à ce point de vue sur des embarcations lourdes (bateau d'entraînement à 4 rameurs, 2 et 4 de mer), et nous n'avons pas observé l'augmentation de vitesse produite par le *retour sur l'avant*.

II ET III. *Tracé des pressions sur les systèmes gauche et droit* (*fig.* 7, II et III). — Les tracés fournis par les systèmes dynamographiques gauche (II) et droit (III) sont identiques.

La pression de l'aviron contre l'axe du système ne se produit évidemment que pendant le coup d'aviron dans l'eau; pendant le retour sur l'avant, l'aviron repose à plat, non plus contre l'axe portant le dynamographe, mais sur la partie horizontale du système. Le tracé sera donc constitué par une base formée par une ligne horizontale, interrompue régulièrement par des oscillations situées au-dessus d'elle, et représentant la pression produite par les coups d'aviron dans l'eau.

Ces oscillations étant d'assez grande amplitude, et les styles inscripteurs étant, par suite d'exigences expérimentales, assez courts, les tracés de ces oscillations ont été légèrement déformés par le déplacement curviligne des styles; mais à l'aide d'une construction géométrique très simple [1] il est facile de corriger ces déformations. C'est ce qui a été fait pour deux coups d'aviron; le tracé redressé est représenté en pointillé.

Au moment de l'*attaque* (*a*, II) la pression s'élève brusquement; la rapidité de cette élévation ne diminue que lorsque la pression est sur le point d'atteindre son maximum *b*. Parfois, il existe au sommet de la courbe un plateau indiquant que la pression reste constante pendant quelques instants; puis les pelles se dégageant de l'eau à la fin du coup, la pression tombe brusquement à zéro suivant une ligne droite *bc*.

Les systèmes dynamographiques ayant été préalablement étalonnés, la hauteur à laquelle s'élève la courbe indique en kilogrammes la valeur de la pression.

IV. *Tracé des pressions sur la barre de pieds.* — Comme pour les systèmes dynamographiques, on a ici pour base du tracé une ligne horizontale représentant les moments où la pression est nulle; c'est au-dessus de cette ligne de zéro que s'inscrivent les courbes représentant les pressions produites par les pieds.

La pression exercée par les avirons sur les deux systèmes se transmet par l'intermédiaire des jambes du rameur à la barre de pieds sur laquelle il s'arcboute pendant le coup d'aviron. La pression sur la barre de pieds représente donc, totalisé, l'effort exercé par le rameur sur ses deux avirons.

Au moment du coup d'aviron, on voit, par conséquent, la courbe de pression sur la barre de pieds s'élever rapidement jusqu'à un maximum, après lequel la courbe redescend très vite. L'appareil étant étalonné comme les systèmes, on peut connaître, en kilogrammes, la valeur de cette pression. C'est cette oscillation principale du tracé, qui est numérotée du chiffre 1 dans

---

[1] MAREY *La méthode graphique dans les sciences expérimentales*, p. 505.

le tracé de la figure 8 (IV); mais en plus de celle-ci il existe sur le même tracé deux oscillations plus petites représentant deux pressions moins importantes sur la barre de pieds : l'une, 2, précède immédiatement la pression principale; l'autre, 3, la suit immédiatement.

Pour trouver quelle est la cause de ces deux pressions accessoires, il faut remarquer les positions que présente la direction du pied par rapport à celle de la jambe pendant la durée d'un coup d'aviron complet. Lorsque le rameur, *revenu sur l'avant*, s'apprête à *attaquer*, ses jambes sont fortement fléchies, et ses pieds font avec elles un angle aigu; à la fin du *coup* au contraire, au moment du *dégagé*, le rameur étant placé tout à fait *sur l'arrière*, les jambes sont étendues complètement et les pieds font avec elles un angle obtus. Or le pied a tendance à conserver, par rapport à la jambe, sa direction normale qui est la perpendiculaire. A la fin du coup d'aviron les pointes des pieds tendront donc à se redresser, mais, comme elles sont empêchées dans ce mouvement par la courroie qui les fixe, il se produira une pression des talons, pression qui s'inscrit sur le tracé par l'oscillation 3.

Inversement, au moment du retour complet sur l'avant, les pointes tendront à s'abaisser, et produiront sur la barre de pieds la pression 2.

La pression 3 se produit, en effet, tout à fait à la fin du coup d'aviron, la pression 2, au moment du retour, ainsi que cela se voit très nettement par l'examen des deux tracés représentés (*fig.* 8 et *fig.* 9). L'oscillation 2 n'existe que dans le tracé de la figure 8 (IV), dans lequel on a *stoppé* après être revenu sur l'avant.

D'autres causes interviennent d'ailleurs pour produire la pression 2 sur la barre de pieds, car cette pression, bien qu'atténuée, existe cependant encore dans la nage en banc fixe (*fig.* 12), dans laquelle la direction du pied, par rapport à la jambe, reste la même pendant toute la durée du coup d'aviron. Ce sont : 1° l'amortissement de la force vive communiquée au centre de gravité du corps par le retour brusque sur l'avant; 2° le déplacement en avant du centre de gravité du tronc à la fin du retour, ce qui fait porter une partie du poids du corps sur la barre de pieds.

V. *Tracé chronographique.* — Le tracé chronographique, annexé à toutes nos expériences, est destiné à renseigner sur la durée des différents phénomènes. Il est fourni par un mécanisme d'horlogerie inscrivant, d'une part, les secondes (ligne inférieure), d'autre part, les cinquièmes de seconde (ligne supérieure).

VI. *Tracé des mouvements du banc à coulisse.* — Le tracé fourni par l'explorateur des mouvements du banc à coulisse se compose de deux séries de lignes horizontales, les unes inférieures, les autres supérieures, réunies par des lignes obliques. Les lignes horizontales représentent des moments de repos du banc à coulisse; les lignes obliques, des moments de mouvement.

Les lignes horizontales inférieures, *ab*, représentent les *repos sur l'avant;* les lignes horizontales supérieures, *cd*, représentent les *repos sur l'arrière.* Les lignes obliques ascendantes, *bc*, représentent les mouvements du banc *vers l'arrière*, les lignes obliques descendantes, *da*, les mouvements du banc *vers l'avant.*

Les durées respectives de ces temps de repos et de mouvement sont faciles à établir, à l'aide du tracé chronographique, et très intéressantes à étudier; mais nous ne voulons pas aborder cette étude sur le tracé de nage défectueux qui nous a servi de type jusqu'ici; nous la réservons pour le moment où nous analyserons les tracés de nage régulière.

Nous tenions cependant à donner dès maintenant ces quelques indications générales, qui permettront de lire facilement les tracés des mouvements du banc à coulisse. Si l'on se reporte aux tracés des figures 8 et 9, on voit très nettement, par exemple, que dans l'expérience de la figure 9 (VI) le banc à coulisse a stoppé sur l'arrière, tandis que, dans le tracé de la figure 8 (VI), il a stoppé sur l'avant après le retour *da*.

B. — Étude de l'ensemble des tracés.

Synchronisme ou concordance des différentes courbes.

Maintenant que l'on connaît, en particulier, chacun des tracés fournis par les instruments explorateurs, on doit considérer l'ensemble des cinq tracés pour étudier les rapports chronologiques qui existent entre les différentes courbes.

Il est certain que tous les phénomènes qui se sont passés en même temps se sont inscrits en même temps sur le cylindre, et comme, avant l'expérience, on a eu soin de disposer les cinq plumes inscrivantes sur une même génératrice du cylindre, les accidents des courbes représentant ces phénomènes simultanés se trouveront sur les tracés situés sur une même ligne verticale.

On pourra voir également, à l'aide de ces lignes de *repérage*, dans quel ordre chronologique se succèdent certains phénomènes. Enfin, en se reportant au tracé chronographique, on apprendra combien de temps dure chaque phénomène et combien de temps s'écoule entre chacun d'eux.

Si l'on mène (*fig.* 7) deux lignes verticales AB et A'B' parallèles aux génératrices du cylindre enregistreur, et passant, l'une, par le point *ag*, moment de l'attaque de l'aviron gauche, l'autre, par le point *a'g'*, moment de l'attaque suivante du même aviron, on aura circonscrit, entre ces deux lignes, tous les phénomènes qui se passent pendant la durée d'un coup d'aviron complet, aller et retour. Cet espace ABA'B' est ombré par des hachures dans la figure 8. On peut le diviser en deux parties par une autre ligne CD parallèle aux précédentes et passant par le point *dg*, qui correspond au *dégagé* de l'aviron gauche. On obtient ainsi deux espaces, dont l'un, ACBD, contient tous les phénomènes qui se passent pendant la première partie du coup

d'aviron (*coup d'aviron dans l'eau*); l'autre, CDA'B', tous ceux qui se passent pendant la deuxième partie du coup (*coup d'aviron dans l'air*).

1° *Premier temps du coup d'aviron* (*coup d'aviron dans l'eau*). — On voit que les points *ag* et *ad* sont situés sur la même ligne verticale AB; de même les deux points *dg* et *dd* sont situés sur la même ligne verticale CD. On en conclut que, d'une part, l'*attaque* se produit exactement au même moment pour l'aviron gauche et pour l'aviron droit, et que, d'autre part, le *dégagé* des deux pelles se produit aussi d'une façon simultanée. Il s'ensuit que le temps qui s'écoule entre l'attaque et le dégagé, temps qui représente la durée de l'effort de l'aviron dans l'eau, est le même pour les deux avirons. De plus, les deux courbes représentant la pression de l'aviron gauche et la pression de l'aviron droit ayant même amplitude, l'effort exercé par les avirons est le même des deux côtés.

Ces trois conditions, synchronisme parfait de l'attaque à droite et à gauche, synchronisme parfait du dégagé à droite et à gauche, égalité d'effort sur les deux avirons, sont, en effet, indispensables pour qu'une embarcation se maintienne en ligne droite sans que l'on ait recours à l'emploi de la barre. Si l'effort exercé par un des avirons, ou si la durée de sa plongée dans l'eau est plus grande d'un côté, l'embarcation déviera du côté opposé. Si, bien que l'effort et la durée de cet effort soient identiques des deux côtés, l'attaque et, par conséquent, le dégagé ne se produisent pas en même temps à droite et à gauche, l'embarcation, bien que conservant une marche rectiligne générale, aura cependant une allure sinueuse, qui nuira considérablement à sa vitesse.

Au moment de l'attaque, c'est-à-dire sur la ligne AB, on voit aussi le début de la pression principale 1 sur la barre de pieds. Cette pression suit fidèlement la marche de la pression sur les avirons, et cesse avec elle au moment du dégagé. Le temps de pression sur la barre de pieds est donc égal au temps d'effort des avirons. Tout ceci montre que cette pression principale 1 sur la barre de pieds n'est que la transmission par l'intermédiaire des jambes de la pression exercée par les avirons.

Si l'on examine les points où arrivent les lignes AB et CD sur le tracé du banc à coulisse, on voit que, au moment de l'attaque, le banc à coulisse est au repos sur l'avant; ce n'est que quelques instants après qu'il se met en marche par l'extension des jambes. L'attaque, en effet, se fait, non à l'aide des jambes, mais par une contraction brusque des muscles des reins.

Quant à la ligne CD représentant le dégagé des pelles, elle devrait couper le tracé du banc à coulisse dans sa période de repos sur l'arrière. On voit que sur ce tracé de la figure 7 les choses ne se passent pas ainsi, et qu'il est facile, à l'aide de la méthode graphique, de reconnaître les fautes de nage. Le rameur qui a fourni ce tracé a dégagé trop vite, alors que le mouvement du banc à coulisse vers l'arrière n'était pas encore terminé; il a perdu la fin de son coup d'aviron, qu'il a ramé dans l'air au lieu de le ramer dans l'eau.

On voit, en prolongeant la ligne AB jusqu'au tracé de vitesse, qu'au moment de l'attaque la vitesse du bateau est en période décroissante; la vitesse ne commence à augmenter sous l'influence du coup d'aviron qu'un peu avant le dégagé CD. Il semblerait que l'augmentation de vitesse devrait correspondre exactement avec l'attaque et l'effort de l'aviron; ce retard de la vitesse est dû à l'inertie du bateau et de l'eau prise par la pelle, ainsi qu'à l'élasticité, si faible soit-elle, des avirons.

L'attaque étant très brusque, la masse d'eau prise par la pelle reste un instant immobile par suite de son inertie; il en est de même du bateau pour la même raison. Pendant ce court instant, l'aviron s'appuie donc sur deux points immobiles, d'une part l'eau, d'autre part le bateau; son élasticité est mise en jeu; il se tend comme une lame de ressort emmagasinant ainsi une certaine quantité d'énergie, qu'il restituera à la fin du coup. C'est le temps employé à tendre ainsi l'aviron, qui explique le retard dans la mise en marche du bateau (1).

2° *Deuxième partie du coup d'aviron* (*coup d'aviron dans l'air*). — Au moment du retour du banc à coulisse sur l'avant EF, on voit commencer dans le tracé de vitesse du bateau le deuxième accroissement de vitesse, qui atteint son maximum m^2 vers le milieu du mouvement de retour. On voit en même temps commencer la pression sur la barre de pieds marquée du chiffre 2. Cette pression n'atteint son maximum qu'à la fin du retour du banc sur l'avant, comme l'indique la ligne de repérage GH.

IV. — Étude de différents types de nage, d'après les tracés qu'ils fournissent.

A. — Nages correctes.

Nage de course. — Le bateau diminuant de vitesse entre chaque coup d'aviron, il est évident qu'il y a intérêt en course, où l'on cherche la plus grande vitesse moyenne, à réduire autant que possible cette période de vitesse décroissante, d'autant plus que, par suite de l'inertie du bateau, la baisse de vitesse a pour résultat de rendre la mise en marche de plus en plus difficile au moment du coup d'aviron suivant. C'est également pour cette raison qu'il y a intérêt à ce que la vitesse passe par le moins de variations possibles pendant le retour sur l'avant. Le bateau doit progresser d'une façon régulière sans à-coups. L'idéal serait d'arriver à obtenir une courbe de vitesse très tendue, ne présentant, à chaque coup d'aviron, qu'une simple oscillation de peu d'amplitude : somme toute, une courbe se rapprochant le plus pos-

(1) Nous n'avons pas étudié la question de savoir quel est le plus avantageux de l'aviron très rigide ou de l'aviron légèrement flexible; c'est là encore une question qui pourrait être étudiée d'une façon certaine par l'emploi de la *méthode graphique*.

sible de celle fournie par un bateau actionné par un moteur à force continue et constante.

Pour arriver à réduire l'élément variable de la vitesse, on a deux procédés : 1° augmenter le rythme des coups d'aviron; 2° employer un mode spécial de retour sur l'avant, que nous décrirons dans un instant.

La grande amplitude des mouvements à exécuter dans le coup d'aviron, ainsi que les exigences de la respiration, fixent forcément une limite à l'augmentation du rythme. Dans le tracé de la figure 10, qui représente une nage de course régulière et correcte en canoë, telle qu'on l'exécute dans les sociétés sportives françaises, on voit que le rythme est de 26 coups d'aviron à la minute; c'est un chiffre qui semble à peu près adopté comme donnant les meilleurs résultats lorsqu'il s'agit de courses sur longues distances.

Pour atteindre ce rythme on est obligé de réduire le plus possible les repos entre les coups d'aviron. On voit très bien, dans la figure 10, que le repos du banc sur l'avant (*ab* de la *fig.* 7) est presque complètement supprimé; dès que le banc est revenu sur l'avant, le rameur qui, en ce moment, se trouve en position convenable pour le début du coup d'aviron, c'est-à-dire les jambes fléchies, le corps penché en avant et les bras étendus, commence immédiatement une nouvelle attaque. Cette attaque, cela va de soi, se produit au même moment pour l'aviron gauche et pour l'aviron droit; elle est extrêmement brusque, puisque, sur le tracé redressé (*a*, ligne ponctuée), on voit la pression croître suivant une ligne perpendiculaire à la ligne de zéro. Au même moment commence la pression principale 1 sur la barre de pieds. L'attaque est produite par une contraction brusque des reins ([1]), et précède de très peu ($0^s,1$) le départ du banc à coulisse vers l'arrière, c'est-à-dire l'extension des jambes. La ligne verticale de repérage AB montre nettement la concordance de ces différents phénomènes.

A la fin du coup d'aviron dans l'eau, *b*, la pression croît moins rapidement, et reste même constante pendant un court instant; puis les pelles se dégagent de l'eau en même temps à droite et à gauche (*dg* — *dd*), après que le banc à coulisse est arrivé à la limite extrême de son mouvement vers l'arrière, comme l'indique la ligne de repère CD. En même temps on voit tomber la pression 1 sur la barre de pieds.

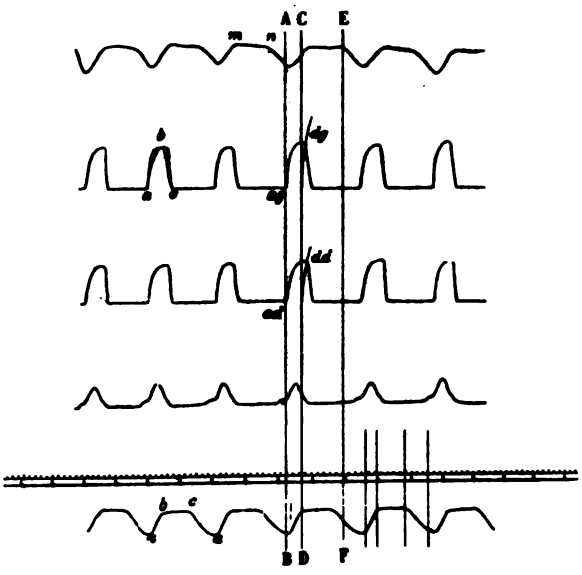
Dans cette expérience, représentée *fig.* 10, la pression sur chacun des *systèmes* était de 30^{kg}, celle sur la barre de pieds de 100^{kg}. On voit que la pression sur la barre de pieds est plus considérable que la somme des pressions sur les deux avirons; cette pression sur la barre de pieds, en effet, ne représente pas seulement la réaction de l'effort appliqué aux avirons, elle représente en plus la réaction de la force vive communiquée au corps dans son mouvement

---

([1]) La puissante masse musculaire de la région sacro-lombaire se prête, en effet, admirablement par sa contraction à la brusquerie et à la grandeur de l'effort nécessaires pour une bonne attaque.

rapide en arrière, et celle de l'effort nécessaire pour repousser le rameur sur sa coulisse. De ces trois forces, la première est de beaucoup la plus importante; la dernière est presque négligeable, car il suffit d'un poids de 1^{kg} pour entraîner le corps porté par le banc à roulettes.

Fig. 10. — Nage normale de course (Fenwick).



Pression sur l'aviron gauche..... 30^{kg}
Pression sur l'aviron droit..... 30
Pression sur la barre de pied..... 100
Rythme : 26 à la minute.

Le temps de passage des avirons dans l'eau est très court, et, pendant ce court instant, l'effort brusque exercé par l'aviron est très puissant.

Tout ceci représente le *coup d'aviron dans l'eau* qui dure en tout $0^s,5$. Voyons maintenant comment s'effectue le *coup d'aviron dans l'air* ou *retour sur l'avant.*

Le banc à coulisse reste d'abord au repos sur l'arrière (*bc*). Ce temps de repos, qui dure de $\frac{8}{10}$ à $\frac{9}{10}$ de seconde, est employé, 1° à abaisser les mains pour faire sortir les pelles de l'eau, les mettre sur le plat par un mouvement du poignet (*dégagé*), puis, 2° à ramener en avant les bras (*lancée des bras*) et le corps (*retour du corps*). Ce n'est qu'après ces différents temps, que le banc à coulisse se met en marche vers l'*avant.* Ce mouvement du banc coulisse vers l'*avant* (*ca*) est lent surtout dans sa dernière partie; il dure $0^s,8$.

On voit que la pression 2 sur la barre de pieds, produite, comme nous l'avons vu, par le retour sur l'avant, est beaucoup moins marquée que sur les tracés de nage à retours brusques (*fig.* 7); c'est là une conséquence de la lenteur du retour du banc.

On peut dire, somme toute, que cette nage de course est caractérisée par un rythme assez vif, une attaque très brusque et très violente des reins, un coup d'aviron dans l'eau très rapide et, au contraire, un retour sur l'avant très lent, dans lequel les différents mouvements sont bien liés et sans à-coups.

Cette façon de nager a pour résultat de fournir une courbe de vitesse qui, comme on le voit (*fig.* 10), se rapproche assez de la courbe schématique de la figure 6. Grâce à la rapidité du rythme, les oscillations dues aux coups d'aviron sont d'assez faible amplitude; le bateau se met en marche très rapidement au moment de l'attaque; le retard de la mise en marche dû à l'inertie n'est guère ici que de $0^s,1$.

Cette rapidité de mise en marche tient à plusieurs raisons : 1° à ce que le bateau possède déjà une assez grande vitesse (si l'on examine comment les choses se passent lors des premiers coups d'aviron, le bateau étant primitivement immobile, on voit que le retard de mise en marche est beaucoup plus grand pour les premières attaques); 2° à ce que l'attaque est très énergique d'emblée; 3° enfin, à ce que, l'attaque étant très brusque, la masse d'eau, comme surprise par la pelle, reste un instant immobile par suite de son inertie et réagit puissamment; on se trouve alors dans les meilleures conditions pour une propulsion énergique du bateau, puisque c'est précisément la pression produite sur l'aviron par l'eau qui est la cause de la marche de l'embarcation.

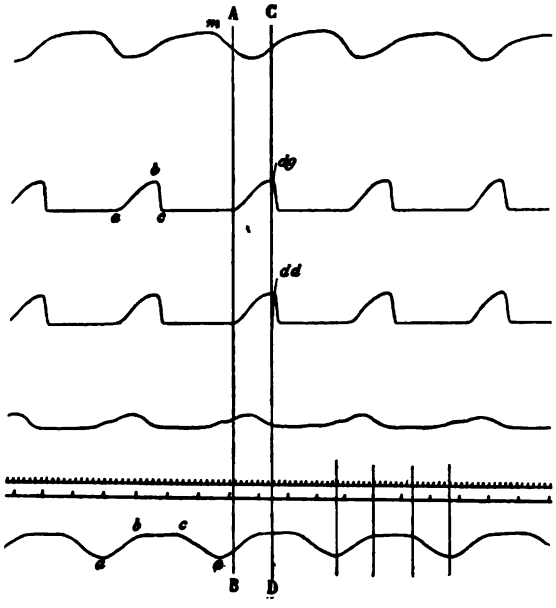
$\frac{1}{10}$ de seconde après l'attaque, la vitesse croît donc rapidement et atteint un maximum m correspondant au maximum m^1 de la figure 7. A ce moment, le bateau ne marchant plus que sur sa lancée, sa vitesse devrait décroître; mais alors commence le retour (lancée des mains en avant et retour du corps, continué bientôt par le retour du banc vers l'avant). Or, ces mouvements qui, comme nous le savons, ont pour résultat de pousser le bateau en avant, et, lorsqu'ils sont exécutés brusquement, de produire le deuxième maximum m^2 de la figure 7 (I), sont ici liés de telle sorte, et exécutés avec une rapidité si juste suffisante que leur effet se borne à maintenir la vitesse constante pendant un certain temps (mn) qui est ici d'une seconde. La courbe de vitesse ne présente plus alors deux maxima comme dans la nage vite sur l'avant (m^1 et m^2, *fig.* 7), mais un plateau, qui ne laisse (et encore pas toujours) soupçonner son mode de formation que par une très légère incurvation de sa ligne dans la région moyenne. C'est seulement vers le milieu du retour du banc vers l'avant, comme l'indique la ligne de repère EF, que la vitesse du bateau commence à décroître; mais elle ne diminue que pendant $\frac{5}{10}$ ou $\frac{6}{10}$ de seconde, avant qu'un deuxième coup d'aviron ne vienne faire partir de nouveau le bateau en avant.

Dans ce mode de nage, le bateau progresse d'une façon très régulière pendant le retour, et la vitesse moyenne obtenue est considérable.

Nage de promenade. — L'attaque brusque et énergique que l'on emploie,

lorsqu'il s'agit d'obtenir en course une grande vitesse, a pour résultat de faire exécuter à ce moment au bateau un véritable bond; le barreur, à chaque coup d'aviron, est projeté en arrière contre le dossier de son banc, de sorte que ce type de nage est pour lui peu agréable; de plus, cette nage est très fatigante pour le rameur, qui doit fournir tout à coup un effort considérable. Aussi lorsqu'on fait du bateau simplement pour la promenade, lorsqu'on recherche, somme toute, non pas une grande vitesse, mais une allure agréable et sans secousse, a-t-on recours à un type de nage différent qui est représenté dans la figure 11.

Fig. 11. — Nage de promenade (Fenwick).



Pression sur l'aviron gauche..... 20kg
Pression sur l'aviron droit..... 20
Pression sur la barre de pied..... 50
Rythme : 14 à la minute.

Cette nage est essentiellement caractérisée par l'absence d'attaque. La pression sur les avirons croît lentement et graduellement, ce qui se traduit sur le tracé par une ligne très oblique *ab*; le maximum de pression *b* se trouve tout à fait à la fin du coup d'aviron, la courbe ne présentant, pour ainsi dire, pas de plateau. Au moment du dégagé, la pression sur l'aviron tombe brusquement (*bc*) comme dans tous les types de nage. L'effort exercé par l'aviron n'est pas aussi considérable que dans la nage de course, car l'eau n'étant pas surprise par une attaque brusque se déplace sous la pelle, et lui offre, par conséquent, une résistance moindre. Dans l'expérience de la figure 11, la pression pour chaque aviron n'est guère que de 20kg. Il en est de même pour la pression sur la barre de pieds, dont la courbe, très aplatie, n'indique

qu'une pression de 50^{kg}. Cette courbe de barre de pieds est modifiée dans le même sens que la courbe de pression sur les avirons, c'est-à-dire qu'elle monte lentement par une ligne très oblique.

La vitesse du bateau étant faible, la durée du coup d'aviron dans l'eau est plus grande que dans la nage de course (1^{s},4). Le rythme se trouve diminué par cela même et n'est plus que de 14 coups d'aviron. Les mouvements du banc à coulisse, aussi bien vers l'avant que vers l'arrière, sont relativement lents, et ont chacun même durée (1^{s},4). Il y a à peine de repos sur l'avant; le repos sur l'arrière dure 1^{s},4.

Le début de la pression sur les avirons (ce qui correspond à l'attaque) ne commence que vers le milieu du mouvement du banc vers l'arrière (ligne de repère AB), ce qui indique que le coup est ramé surtout des jambes au début. Le dégagé ne se produit que vers le milieu du repos sur l'arrière (ligne de repère CD), ce qui indique que la fin du coup est ramée par le renversement du corps en arrière, le banc étant au repos à l'extrémité postérieure de sa coulisse; de cette façon, on allonge le plus possible le coup d'aviron dans l'eau.

Le tracé de vitesse montre qu'avec cette nage la vitesse moyenne est faible, la vitesse variable assez grande, mais à oscillations lentes, le retard de mise en marche plus grand que dans la nage de course. La vitesse croît très lentement à chaque coup d'aviron, atteint un maximum *m* et baisse immédiatement après, mais sans brusquerie; la vitesse ne reste constante à aucun moment du coup d'aviron.

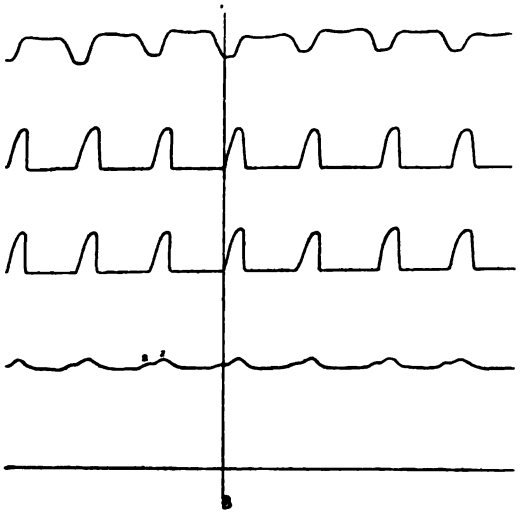
Nage en banc fixe. — Actuellement, le banc fixe a été complètement abandonné pour les embarcations légères, et l'on ne monte plus guère en course que des embarcations munies de banc à roulettes, à cause de la supériorité incontestable que donne ce mode de nage. Nous donnons cependant ici (*fig.* 12) un tracé de nage en banc fixe, destiné surtout à montrer le rôle important que joue l'amplitude du mouvement de retour dans l'augmentation de vitesse du bateau à ce moment.

L'expérience a été faite avec le même *canoë,* qui a servi pour les autres tracés; on avait simplement immobilisé sur l'arrière le banc à roulettes. Le banc ne pouvant se déplacer, l'explorateur qui y est annexé a traduit son immobilité par la ligne droite située au bas de la figure. Dans cette expérience, le rameur a exécuté des retours sur l'avant aussi brusques que possible; mais, comme ces retours ne pouvaient avoir qu'une faible amplitude, puisqu'ils étaient produits uniquement par le tronc oscillant sur le banc fixe, ils ont eu chacun pour résultat de produire sur le tracé de vitesse ou bien une très légère élévation secondaire de la courbe (m^2), ou bien même un simple plateau; dans ce dernier cas, ils ont maintenu constante la vitesse pendant quelque temps après l'effort de l'aviron. D'après ce tracé, il semblerait donc qu'une certaine brusquerie dans le retour sur l'avant soit avanta-

geuse; mais nous n'avons pas étudié suffisamment la nage en banc fixe pour pouvoir résoudre la question d'une façon certaine.

Il est évident que dans la *nage en banc fixe* l'amplitude du coup d'aviron est beaucoup moindre que dans la *nage sur banc à roulettes;* malgré cela, il nous a semblé que la durée du coup d'aviron dans l'eau y était plus grande,

Fig. 12. — Nage en banc fixe.



ce qui ne peut guère s'expliquer que par la mise en action, dans la nage sur banc mobile, des muscles des membres inférieurs, dont la grande puissance permet d'exécuter plus rapidement ce temps du coup d'aviron.

La pression des pieds sur la barre au moment du retour (pression 2) existe, mais elle est moins marquée que dans le cas du banc mobile. Comme nous l'avons déjà dit, cette pression ne peut s'expliquer que par le déplacement en avant du centre de gravité du rameur.

La pression principale sur la barre de pieds 1 est légèrement en retard sur l'attaque (ligne de repère AB), car la pression des avirons se transmet moins facilement aux jambes que lorsque le banc peut se déplacer.

B. — Nages défectueuses.

Au point de vue sportif, toute nage ne donnant pas un bon rendement comme vitesse moyenne est une *nage défectueuse,* puisque c'est en définitif cet élément de la vitesse qui importe seul en course. Nous ne donnerons ici que deux exemples de ces types de nage, voulant simplement montrer comment la méthode graphique permet d'en reconnaître les défauts.

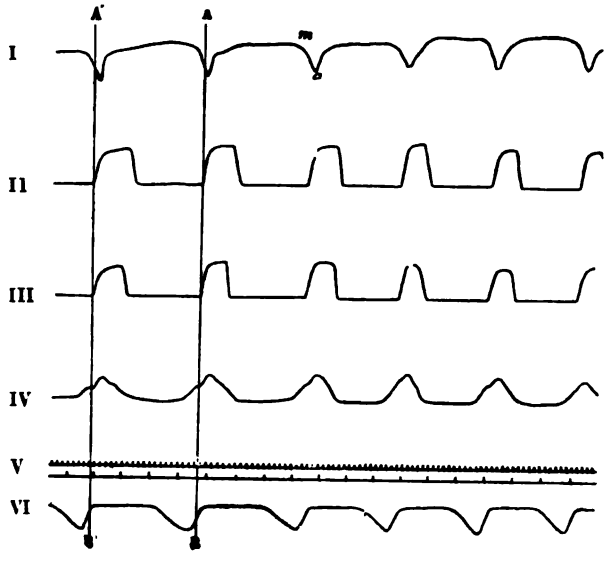
Nage vite sur l'avant. — C'est ce type de nage, caractérisé par des retours très brusques sur l'avant, qui nous a servi à faire l'étude générale des tracés.

Nous avons à ce moment étudié avec assez de détails les différentes particularités que présentent les courbes dans ce cas, pour qu'il soit inutile d'insister à nouveau ici sur ce mode de nage très fréquent parmi les débutants; nous voulons seulement montrer que cette nage est défectueuse, parce qu'elle donne moins de vitesse moyenne que la nage de course telle que nous l'avons décrite.

Il semblerait au premier abord que ces retours brusques sur l'avant, qui produisent, pendant que les avirons n'agissent pas sur l'eau, une deuxième élévation de la vitesse, devraient, par cela même, augmenter la vitesse moyenne, et par conséquent être favorables au rameur. Il n'en est rien, ainsi qu'il est facile de s'en assurer par l'examen du tracé de la figure 7. Si en effet on prolonge la ligne $m^1 b$ comme cela a été fait à gauche de la figure (ligne pointillée), on voit que cette ligne bf, qui représente en somme la marche du bateau sur sa lancée, dans le cas où l'on n'a pas exécuté le retour sur l'avant, se trouve située au-dessus de la ligne ca représentant la marche du bateau sur sa lancée après le retour brusque sur l'avant. Si donc le retour brusque sur l'avant produit une augmentation de vitesse bm^2, cette augmentation est suivie d'une diminution considérable de la vitesse m^2c, de sorte qu'en définitive cette augmentation due au retour sur l'avant n'est d'aucune utilité, et est même nuisible à la vitesse moyenne.

Coulisse trop tôt. — Faire partir le banc à coulisse avant l'attaque des avi-

Fig. 13. — Coulisse trop tôt.



rons est encore un défaut assez fréquent; nous l'avons parfois retrouvé, pour quelques coups d'aviron seulement, il est vrai, même chez de bons rameurs.

Dans le tracé de la figure 13 on a volontairement exagéré ce défaut. Dans ce tracé, les lignes de repère AB, A'B' montrent que l'attaque des avirons se produit alors que le banc à coulisse est déjà en marche. Pour le coup d'aviron repéré par la ligne AB, l'attaque n'a lieu qu'au moment où le banc a atteint le milieu de sa course; pour celui repéré par la ligne A'B', alors que le banc est tout à fait sur l'arrière. Il est évident que le rameur supprime ainsi, soit en partie, soit même en totalité, le bénéfice de son banc à coulisse. Le coup d'aviron dans l'eau a moins d'amplitude, et, de même que lorsqu'il s'agit du banc fixe, une durée plus grande. D'ailleurs, si l'attaque se produit comme dans le cas indiqué par la ligne A'B', c'est-à-dire lorsque le banc est tout à fait sur l'arrière, le rameur ne se sert pas de sa coulisse pour faire progresser le bateau; il rame somme toute en banc fixe. Le mouvement brusque du banc à coulisse, qui précède l'attaque, a même pour résultat d'arrêter le bateau, puisque, comme nous l'avons vu dans l'analyse générale du tracé de vitesse, on pousse de cette façon avec les pieds le bateau en sens contraire de sa marche. Cet arrêt du bateau se traduit sur le tracé de la figure 13 par une chute brusque *ma* de la ligne de vitesse, qui précède immédiatement l'attaque suivante.

LE PAQUEBOT A TURBINES

« THE QUEEN »,

PAR M. HART,
Ingénieur attaché au service maritime du Chemin de fer du Nord.

Service fait par le paquebot. — Le paquebot à turbines *The Queen* a été mis en service le 27 juin 1903, et a fait, depuis cette époque jusqu'à la fin de l'année, les traversées entre Douvres et Calais au service intermédiaire de jour.

Depuis sa mise en service, ce paquebot a subi d'assez nombreuses périodes de mauvais temps pour qu'il soit possible aujourd'hui de tirer de l'expérience tentée quelques indications qui, sans être absolues, en raison du temps limité sur lequel a porté l'expérience, sont cependant déjà très intéressantes.

Arrêts du paquebot. — Le paquebot a, depuis sa mise en service jusqu'à la fin de l'année, été arrêté deux fois, une dizaine de jours chaque fois.

Le premier arrêt a été motivé par la visite réglementaire après le délai de garantie fixé aux constructeurs.

Au cours de cet arrêt, on a visité l'appareil moteur, qui a été trouvé en bon état, et auquel aucune réparation n'a été faite; seuls les appareils auxiliaires, pompes, appareils à gouverner, etc. ont dû être vérifiés et ont eu leurs serrages repris.

Le second arrêt a été occasionné par une avarie du cabestan d'arrière, avarie due à une fausse manœuvre au Pier de l'Amirauté à Douvres, un jour de mauvais temps.

Enfin, dans les derniers jours de l'année, *The Queen* a eu sa turbine à basse pression de bâbord avariée par suite du desserrage d'une vis de fixation du tambour portant les ailettes, vis dont l'extrémité n'avait pas été rivée par suite de la négligence d'un ouvrier. Cette vis a été entraînée dans les ailettes de la première série de roues, qu'elle a faussées en partie, et a fini par se coincer entre deux d'entre elles. Elle ne s'est décoincée et engagée en partie dans les ailettes fixes et en partie dans les ailettes mobiles

que lors de la marche arrière. C'est alors que la turbine, qui avait continué à tourner dans la marche avant, a été immobilisée.

On ne s'était aperçu de l'avarie que parce qu'à égalité de pression d'admission, la turbine bâbord donnait 150 tours de moins que la turbine tribord.

Il faut remarquer que l'introduction d'un corps étranger dans le cylindre d'une machine à vapeur eût eu des conséquences beaucoup plus graves et eût causé probablement la rupture du cylindre en raison de la place beaucoup moins grande qu'il eût trouvée pour se loger.

Observations générales sur la tenue du paquebot à la mer. — La tenue à la mer du paquebot ne soulève, par beau temps, aucune observation, on peut noter cependant qu'il y a des trépidations, peu violentes d'ailleurs, à l'arrière; elles sont dues, non aux turbines, mais aux hélices et surtout à la faiblesse des échantillons de cette partie du navire. Elles sont d'ailleurs sensiblement plus faibles que celles qu'on peut remarquer à l'arrière des navires à roues à certaines allures.

Par mauvais temps, les roulis de *The Queen* sont très doux et relativement peu prononcés, mais, sous l'action de la brise, elle prend, par suite de son fardage, une bande assez forte pour être disgracieuse et même un peu gênante pour les passagers.

Les mouvements de tangage sont par contre assez durs, la finesse des formes avant et arrière, en ramenant tout le déplacement dans la partie centrale du navire, permet en effet à celui-ci de prendre des mouvements longitudinaux d'oscillation d'autant plus étendus que le navire est assez court.

D'une manière générale la tenue est satisfaisante, elle eût été meilleure avec moins de fardage; toutefois, dans la marche avec mer debout, les mouvements de tangage deviennent gênants dans les aménagements de première classe placés à l'avant. Ils le sont beaucoup moins dans ceux de seconde placés à l'arrière.

Avant d'étudier les résultats donnés par *The Queen,* nous allons en faire une description détaillée.

I. — Description du Paquebot.

A. — Aménagements.

Dimensions et données du paquebot. — Les dimensions et données principales du paquebot *The Queen* sont les suivantes :

Longueur entre perpendiculaires.....	$94^m,550$
Largeur au fort à la flottaison.....	$12^m,200$
Creux sous le pont supérieur.....	$7^m,625$
$\rho - \alpha$ approximatif.....	$0^m,825$

Tirant d'eau avant	Variables avec.....	$2^{m},950$
» arrière	l'emplissage des.....	$3^{m},300$
» moyen	waterballasts.....	$3^{m},120$
Gross tonnage.....		1615^{tx}
Registered tonnage.....		345^{tx}
Déplacement approximatif.....		1950^{tx}

Le déplacement et les tirants d'eau avant et arrière varient avec l'emplissage des waterballasts disposés dans les formes extrêmes d'avant et d'arrière. Ces waterballasts peuvent contenir 40^{t} à 50^{t} d'eau. Leur centre de gravité, par suite de l'acculement des couples avant et arrière, est relativement élevé ([1]).

Comme tous les navires faisant le service entre Calais et Douvres, *The Queen* est munie d'un gouvernail d'avant, en raison des manœuvres, et des sorties ou rentrées l'arrière en avant.

Nombre et disposition des ponts. — *The Queen* comporte, outre les trois ponts qu'on rencontre sur tous les paquebots actuels du service Douvres-Calais, un pont passerelle ayant toute la largeur du navire, et disposé sur le roufle des cabines installé lui-même sur le pont promenade.

Il résulte de cette disposition un alourdissement des hauts d'autant plus prononcé que les embarcations sont hissées au-dessus du pont passerelle. La hauteur du fardage au-dessus de la flottaison est considérable; ce qui explique la facilité avec laquelle le navire se met à la bande sous l'influence de la brise.

Le pont passerelle règne sur la demi-longueur environ du navire dans sa partie milieu.

Le pont promenade et le pont principal règnent de bout en bout.

Quant au pont inférieur (pont des salons et postes), il n'existe qu'à l'avant et à l'arrière, la partie milieu étant occupée par les chambres des chaufferies et de la machine.

Voici la disposition de chacun des ponts en partant de l'avant.

Pont passerelle. — Ce pont, garni de bancs fixes et de sièges mobiles, est destiné au séjour des passagers de première classe par beau temps.

A l'avant, se trouve un roufle contenant la chambre du capitaine et au-dessus la chambre de navigation contenant les compas, les appareils de commande de gouvernails et les appareils de communication avec les diverses parties du navire.

Des deux bords s'étend la passerelle de commandement portant les appareils de transmission d'ordres. Cette passerelle est placée à environ $10^{m},500$ au-dessus de la flottaison, ce qui est beaucoup pour un navire dont le tirant

---

([1]) Ultérieurement, il a été ajouté 10^{t} de lest dans les ponts, au grand bénéfice de la stabilité initiale.

d'eau n'est que d'un peu plus de 3m. Aussi, si la vue y est bien dégagée, les mouvements de roulis y sont-ils assez amples par mauvais temps.

De chaque côté du pont passerelle, qui prend toute la largeur du navire, sont installées trois embarcations de sauvetage. Leur poste de mer est à l'extérieur, mais, lors des accostages, il faut souvent rentrer celles qui regardent le quai.

Ce pont passerelle est assez vaste, mais est coupé de nombreuses claires-voies et roufles; aussi, quand, par suite des circonstances, les embarcations sont rentrées, la place y est-elle très limitée.

Pont supérieur. — L'avant et l'arrière de ce pont, qui porte les roufles des cabines de première classe et des salons des dames de deuxième classe, sont consacrés aux apparaux de mouillage et de manœuvres, ainsi qu'à la manutention des caisses à bagages. L'avant est muni d'un brise-lames pour abriter les passagers contre les paquets de mer.

Les roufles de première et de deuxième classe prennent à peu près la moitié de la longueur du navire en laissant de chaque bord des coursives couvertes par le pont passerelle.

Entre ces deux roufles est disposé le grand panneau à bagages, pour la manutention des colis hors caisses, toujours nombreux.

Les apparaux de mouillage, les cabestans et treuils sont très robustes. Ces derniers destinés à la manutention des colis peuvent, grâce à des renvois judicieusement disposés, servir aux manœuvres en cas d'avarie des cabestans.

Pont principal. — A l'avant de ce pont se trouve la machine à gouverner d'avant, puis le panneau de la cale pour les caisses à bagages. Vient ensuite le salon des dames de première classe avec deux coursives latérales, l'antichambre du salon de première classe, les lavatories, la cuisine à vapeur, les roufles des cheminées, de chaque côté desquels sont disposées les cabines des officiers, puis le roufle de la machine. A l'arrière de celui-ci est disposé un vaste plat pont destiné à recevoir les colis hors caisses. Il n'est coupé que par des petits roufles de descente aux locaux placés sur le pont inférieur.

A l'arrière de ce plat pont sont disposés de chaque bord, la cuisine de l'équipage, les water-closets de deuxième classe et de l'équipage, la lampisterie et une cuisine. Tout à fait à l'extrême arrière, dans la voûte, est le compartiment de l'appareil à gouverner d'arrière.

Pont inférieur. — Tout à fait à l'avant, derrière le gouvernail d'avant se trouve installé un coqueron waterballast, après le puits aux chaînes. Vient ensuite la cale à caisses à bagages, puis le grand salon de première classe suivi du restaurant-bar. Celui-ci est séparé des chaufferies par une cloison étanche. A la suite des chaufferies viennent la chambre de la machine, puis le salon de deuxième classe, les postes des matelots et chauffeurs, et enfin le coqueron waterballast d'arrière.

Sous ces aménagements est disposé le compartiment des trois arbres d'hélices qui ne comporte pas de tunnel spécial pour chaque arbre.

B. — Machinerie.

Auxiliaires du pont. — Les auxiliaires du pont sont très bien étudiés et disposés d'une manière très commode. Toutes les machines en sont robustes et simples.

Ancres. Appareils de mouillage. — Les ancres sont du type *Reliance,* sans jas; les appareils de mouillage sont exceptionnellement puissants en raison de la fatigue qu'ils subissent étant donnée la fréquence des séjours en rade.

Les étrangloirs d'écubiers et les chemins de fer sont de fortes dimensions, de manière à résister aux tractions violentes que leur fait souvent subir l'état de la mer.

Le guindeau, qui vient de la maison Harfield, est très ramassé et très robuste, sa machine motrice verticale et placée longitudinalement à l'arrière peut commander au moyen d'un embrayage le cabestan d'avant, qui peut également fonctionner à bras.

Le cabestan a de chaque bord deux jeux de chaumards et deux jeux de bittes pour les manœuvres d'amarres très fréquentes dans le service.

Les treuils destinés à manœuvrer éventuellement les mâts de charge sont eux-mêmes fort solides et leur marche est très douce, sans acoups.

Ils sortent de la maison Clark, Chapmann and C°.

Ils sont munis, outre les tambours d'enroulement des garants, de poupées extérieures, avec renvois de mouvements, de manière à pouvoir éventuellement concourir à la manœuvre des amarres.

Le cabestan d'arrière, avec moteur dissimulé dans le socle, est très puissant et sort de la maison Paul et Cie, de Dumbarton. Il est également doté de deux jeux de bittes et chaumards de chaque bord.

Appareils à gouverner. — L'appareil à gouverner d'avant est du système Mac-Lachlan, avec commande à vis et bielles de tirage agissant sur la tête de la mèche du gouvernail.

Celui-ci a une surface de safran largement calculée; il est composé d'une tôle médiane avec fourrures en bois des deux côtés.

L'appareil à gouverner d'avant est commandé par une roue à main, placée sur la passerelle, qui transmet mécaniquement la commande à la machine à gouverner.

L'appareil à gouverner d'arrière est du système Brown, monté directement sur la barre installée sur la tête de la mèche du gouvernail d'arrière.

Le safran de celui-ci, composé d'une tôle simple, a une surface très large. Le bas du safran qui reçoit l'eau rejetée par l'hélice centrale, et qui présente

un pivot volumineux, a été ultérieurement garni d'un soufflage en bois en forme de lentille, afin de diminuer la résistance à l'écoulement de l'eau.

L'appareil Brown est normalement commandé à distance par un télémoteur installé dans la chambre de navigation. En cas d'avarie de celui-ci, il peut encore être manœuvré sur place, soit à la vapeur, à l'aide d'une roue à main placée devant les roues à bras, soit à bras, à l'aide des roues doubles à manettes.

Téléphone. — Le téléphone reliant la passerelle à la machine et aux différents postes de manœuvre ou aux aménagements est du système Graham. Il est très solidement établi, le service du bord étant toujours très dur.

Télégraphe. — Le télégraphe est du système ordinaire de Chadburn avec transmission mécanique et répétiteur dans la chambre de la machine sur la plateforme du chef-mécanicien. Celui de la passerelle est à double face pour être vu des deux bords par le capitaine.

Chauffage à la vapeur. — Tous les aménagements du bord sont chauffés à la vapeur, même ceux où il y a des cheminées qui donnent du confortable, mais seraient insuffisantes à chauffer les locaux.

Le chauffage à la vapeur des armoires chaudes, chauffe-plats et instruments de cuisson des légumes est très bien disposé et facile à régler.

Éclairage électrique. — Tout le navire est éclairé à l'électricité avec éclairage de secours au pétrole.

L'électricité est produite par un turbo-dynamo de 30^{chx}, disposé à tribord sur la plateforme du chef-mécanicien. Cette turbine de commande est du système Parsons avec régulateur électrique. Le tableau de distribution, qui comprend divers circuits, est placé au-dessus de la dynamo.

Machines motrices. — Les machines motrices se composent de trois turbines, une turbine H. P. commandant un arbre placé dans l'axe du navire, et de deux turbines B. P. commandant des arbres latéraux.

Ces turbines sortent des ateliers de la *Parsons Marine Turbine C°*, à Wallsend-on-Tyne.

Leurs paliers, extérieurs, sont lubrifiés à l'aide d'huile envoyée sous pression, ce qui diminue fortement les résistances, toutes les pièces douées d'un mouvement de rotation rapide tournant sur des couches d'huile.

L'huile, après usage, retourne à un décanteur dans lequel la pompe à huile l'aspire à nouveau.

Comme les surfaces à graisser sont peu nombreuses, la consommation d'huile est très faible, la même huile pouvant resservir plusieurs fois.

La turbine H. P. reçoit la vapeur par les tuyaux n° 3 (voir *Pl. I*) où elle

arrive par la prise de vapeur n° 2 et les tuyaux n° 1, munis de valves d'arrêt, et venant des chaudières.

Les tuyaux n° 3 aboutissent à des régulateurs d'admission réglés électriquement, qui admettent la vapeur dans la turbine suivant les besoins.

La vapeur s'échappe de la turbine H. P. par les tuyaux n° 10 qui aboutissent aux boîtes n° 11, renfermant des valves à fermeture automatique en cas de mise hors circuit de la turbine H. P. pour une cause quelconque.

Après avoir traversé les turbines B. P. de marche avant n° 12, la vapeur s'échappe aux condenseurs n° 15 par les tubulures n° 14 très largement calculées.

En cas de mise hors circuit de la turbine H. P. ou pour augmenter la puissance des turbines B. P. de marche avant, celles-ci peuvent recevoir directement de la vapeur vive venant de la chaudière par un mécanisme spécial qui sera décrit plus loin et les tuyaux n° 8.

La marche arrière est assurée par deux turbines de marche arrière, disposées dans la même enveloppe que les turbines B. P. de marche avant, et à l'arrière de celle-ci.

La vapeur arrive aux turbines de marche arrière par les tuyaux n° 9, qui la reçoivent des chaudières par les dispositifs dont il est parlé plus loin, dans la description de la prise de vapeur générale.

Chaque turbine développe à peu près le tiers de la puissance totale, cependant la turbine H. P. est un peu plus forte que les deux turbines B. P. latérales; elle fait d'ailleurs un nombre de tours moins considérable (500) que les turbines latérales qui en font 700.

Le taux total de détente dans les trois turbines est d'environ 125, mais il est inégalement réparti entre la turbine H. P. et les turbines B. P.

Des régulateurs électriques règlent l'admission en marche normale aux différentes turbines. Ces régulateurs commandent des valves, dont l'ouverture détermine l'admission aux turbines.

Les turbines de marche arrière sont disposées dans la même enveloppe que les turbines B. P., et ont une admission séparée, tandis que leur échappement au condenseur se fait par les mêmes tubulures que celles des turbines de marche avant.

Le graissage sous pression des paliers des turbines est assuré par la pompe à huile n° 27 placée sur la cloison arrière, la pression d'huile est ordinairement de $1^{kg},500$, mais peut être élevée et portée jusqu'à $3^{kg},500$.

Les condenseurs sont du type ordinaire, mais les tubulures de communication des turbines B. P. avec eux sont de très grande section, la vapeur au sortir de ces turbines n'ayant qu'une pression et une vitesse très faibles.

Il résulte de cette détente complète de la vapeur avant son admission aux condenseurs une diminution considérable de fatigue pour ceux-ci qui ne donnent lieu à aucun ennui, et ont un vide d'environ 70^{cm} de mercure.

Chaque condenseur est muni d'une machine verticale alternative, qui com-

mande directement une pompe de circulation n° 17 et la pompe à air n° 16 à l'aide d'un balancier.

Le moteur de commande fait normalement 145 tours par minute, aussi les pompes de circulation sont-elles assez peu volumineuses, et les pompes à air, de grand diamètre, n'ont-elles qu'une faible course.

Outre les turbines motrices, la chambre de la machine renferme une pompe n° 25 pour les services d'eau douce du bord, et une pompe de service n° 26, qui, au moyen de jeux de clapets, peut servir, soit comme appareil de lavage ou d'incendie, soit comme moyen d'épuisement.

Elle renferme de plus de puissantes pompes Weir à allure lente n° 28, pour l'alimentation des chaudières. Leur débit est réglé par un flotteur disposé dans la bâche où refoulent les pompes à air. Elles refoulent l'eau aux chaudières par l'intermédiaire du réchauffeur d'eau d'alimentation n° 24.

Ces pompes sont placées dans l'axe du navire le long de la cloison d'avant de la chambre des machines.

Ainsi qu'on peut le voir sur le plan de la machinerie, l'installation des turbines motrices laisse dans la chambre des machines beaucoup plus de place en hauteur qu'avec des machines ordinaires. La place disponible y est très large, et par suite l'entretien y est d'autant plus facile, que pratiquement il n'y a rien à faire aux turbines pendant que le navire est en service.

Prise de vapeur générale. — La prise de vapeur est très ingénieusement disposée. Un volant monté sur la boîte n° 2 règle l'admission à la turbine H. P.; deux autres volants peuvent éventuellement commander l'admission aux distributeurs n° 6 par l'intermédiaire des soupapes n° 5.

Les distributeurs n° 6 sont des tiroirs plans mûs par des petites machines à vapeur verticales, munies de l'appareil de changement de marche Brown, qui permettent de découvrir, soit les orifices correspondant aux tuyaux n° 8 d'admission directe aux turbines B. P. pour la marche avant, soit les orifices des tuyaux n° 9 d'admission aux turbines de marche arrière.

Dans ce dernier cas, la faible pression, qui se produit dans les enveloppes des turbines B. P. de marche avant, suffit pour faire fonctionner les valves de fermeture automatique n° 11, et mettre la turbine H. P. hors circuit.

Pression de marche :

		kg
La pression normale de marche aux chaudières est de	.....	10,500
» à la turbine H. P. est de	.....	8,000
» aux turbines B. P. est de	.....	1,500

Ces pressions sont indiquées, ainsi que la pression éventuelle dans les turbines de marche arrière, par deux séries de manomètres placés à tribord et à babord de la plateforme du chef-mécanicien.

Quand par suite de grosse mer il est nécessaire de réduire la vitesse, on le

fait en abaissant la pression de régime, et en laissant à peu près proportionnelles les vitesses d'admission.

Voici à titre d'exemple les données d'une marche à pression réduite :

	kg
Pression aux chaudières.....	9,150
» à la turbine H. P.....	6,330
» aux turbines B. P.....	0,150

Le taux de la détente dans les turbines est de 125 fois le volume initial.

Le vide au condenseur est de 70^{cm} d'eau au manomètre monté sur le condenseur lui-même.

Nombre de tours. — Le nombre de tours de la turbine H. P. est de 500, celui des turbines B. P. est de 700. Ces nombres de tours peuvent être réduits dans une certaine mesure à l'aide de la prise de vapeur générale, mais restent toujours à peu près proportionnels.

Cette proportionnalité n'est rompue que par l'admission directe aux turbines B. P. par les tuyaux n° 8.

Lignes d'arbres. — Chaque turbine commande une hélice par une ligne d'arbres dont le diamètre est de 180^{mm} environ. Comme la puissance développée à grande vitesse est d'environ 9700^{chx} à 10000^{chx}, chaque ligne d'arbres transmet environ 3300^{chx}.

Les paliers de ces lignes d'arbres au nombre de 3 pour les arbres latéraux plus courts et de 5 pour la ligne d'arbres centrale, sont munis d'une circulation d'eau froide sous pression destinée à les rafraîchir et à arrêter tout commencement de chauffage.

Les supports de ces paliers sont excessivement légers, bien qu'assez hauts (1^{m},000 environ). Ils sont formés de tôles en croix assemblées par des cornières entre elles et avec la plateforme supportant le palier d'une part, avec les varangues et les cornières renversées de l'autre. Malgré leur légèreté apparente, ils sont cependant très résistants, puisque après six mois de service les arbres tournent encore parfaitement rond.

Ces derniers, par leur installation à même la cale, sans tunnel d'aucune sorte, sont très facilement accessibles. Leur surveillance se fait sans difficulté.

Comme dans tous les navires à turbines, il n'y a pas de palier de butée, la pression de la vapeur contrebalançant directement la poussée des hélices. Il y a de ce fait une grosse diminution des résistances passives.

Les arbres sortent de la coque par des tubes avec presse-étoupes ayant les dispositions classiques. Les tubes de sortie des arbres latéraux sont logés dans une sorte d'aileron assez court d'ailleurs.

A l'extérieur du navire, les lignes d'arbres latérales sont maintenues par deux supports, qui divisent à peu près en deux parties égales les arbres extérieurs. Ces dispositifs ont les formes ordinaires en V.

Les sections des supports extérieurs sont tracées de manière à créer le moins de remous possible.

Primitivement, comme les arbres latéraux devaient porter deux hélices, des dispositions spéciales avaient été prises pour en faciliter le démontage, mais elles n'ont plus de raison d'être aujourd'hui, les arbres latéraux ne portant qu'une hélice.

Hélices. — Les hélices sont actuellement au nombre de trois, une par arbre. Les trois hélices ne sont pas dans le même plan transversal, les deux hélices latérales sont environ $1^m,500$ à $1^m,800$ en avant de l'hélice centrale, de manière à réduire les réactions des propulseurs les unes sur les autres.

Cette disposition a été facile à réaliser en raison du diamètre peu considérable des propulseurs latéraux. Elle laisse encore sur *The Queen* entre la carène et l'extrémité des ailes des hélices latérales un jeu sensiblement plus grand que dans les installations ordinaires. Les hélices travaillent dans de l'eau relativement plus tranquille.

L'hélice centrale fonctionne dans une forte échancrure pratiquée dans le massif d'arrière, et facilitant l'écoulement de l'eau rejetée. De plus des précautions spéciales ont été prises pour que le gouvernail d'arrière gêne également le moins possible cet écoulement.

Lors de la mise en chantier, il devait y avoir deux hélices par arbre latéral. C'est au cours de la construction que M. Parsons a trouvé qu'il y avait avantage au point de vue de l'utilisation des propulseurs à réduire leur nombre en augmentant leur diamètre, et en diminuant le nombre de tours. Des expériences exécutées en 1902 sur *La Turbinia* ont montré que le rendement des turbines dans ces nouvelles conditions de marche restait très satisfaisant.

Les hélices ont naturellement un rapport du pas au diamètre relativement faible, le diamètre de l'hélice centrale est d'environ $2^m,050$ et celui des hélices latérales $1^m,850$ environ.

La projection des ailes sur la section du cylindre d'eau actionné est presque un cercle, c'est une ellipse à axes très peu différents.

Le rapport de la surface projetée des ailes à celle de la section du cylindre d'eau actionné atteint au moins 50 pour 100, de sorte que la surface propulsive est suffisante pour utiliser la puissance développée.

Par grosse mer, les hélices très profondément immergées ne peuvent émerger dans les coups de tangage, si ce n'est dans des coups tout à fait exceptionnels; mais même dans ce dernier cas il ne peut se produire d'emballement par suite de la régularité de rotation des turbines, dont la vitesse ne peut varier pour un régime donné de pression que dans des limites très étroites.

Chaufferies. Pression d'air. — Les chaufferies fonctionnent en vase clos; la pression de vent y est généralement de 30^{cm} à 35^{cm} d'eau. L'air est fourni

par trois ventilateurs centrifuges commandés par des moteurs silencieux en carter de Chandler. Un de ces ventilateurs est disposé dans l'axe du navire sur la plate-forme du chef-mécanicien, les deux autres latéralement à l'arrière de la cheminée d'avant.

Malgré des carlingages très solides, ces ventilateurs très lourds donnent lieu à des vibrations sensibles en faisant fléchir les barrots qui les supportent.

L'entrée dans les chaufferies se fait à l'aide de sas à air.

Chaudières. — Les chaudières cylindriques, du type Écossais à quatre foyers cylindriques ondulés, sont au nombre de quatre, dont deux doubles, mais avec chambres de combustion séparées et deux simples.

Ces dernières sont placées sur l'avant des premières.

La cheminée d'arrière reçoit les gaz chauds de la combustion de l'extrémité arrière des chaudières « double ended », la cheminée d'avant, ceux de l'extrémité avant et ceux provenant des chaudières simples d'avant.

Les chaudières ont une surface de chauffe d'environ 1133^{m^2} et une surface de grille approximative de $35^{m^2},30$; ainsi qu'il a été dit plus haut, la pression de régime est de $10^{kg},500$.

Comme on brûle 8^t à l'heure avec une pression de vent de 35^{mm} à 40^{mm} d'eau, c'est une combustion de plus de 200^{kg} par mètre carré de grille, chiffre très élevé pour des chaudières cylindriques.

D'autre part, comme la puissance développée est très voisine de 10000^{chx}, c'est une production de 8^{chx} par mètre carré de surface de chauffe et de 285^{chx} par mètre carré de grille, chiffre non moins considérable.

Ces chiffres s'expliquent par la nécessité de limiter le nombre des chaudières, très lourdes.

Les chaudières sont faciles à conduire en raison de leur grand volume d'eau, mais ont par cela même un poids considérable.

Soutes. — Les soutes à combustible sont disposées à tribord et bâbord aux extrémités des chambres de chauffe transversales. Cette disposition qui permet aux chauffeurs de prendre directement le charbon à la soute pour le charger dans les foyers évite les manipulations qui produisent tant de poussier.

C. — Résultats obtenus.

Les avantages réalisés par *The Queen* sont de diverses natures; les principaux sont les suivants :

1° L'augmentation de la vitesse de marche;

2° La réduction de la consommation de combustible;

3° La réduction du personnel;

Résultats généraux. — Voici en quels termes les appréciait M. Cosmo-

Bonsor, Directeur de la Compagnie du South Eastern and Chatham Railway, après le mois d'essai :

« Il gagne 9 minutes sur la marche de nos paquebots les plus rapides *Empress* et *Victoria*. Comparé à l'*Empress*, il a exactement la même consommation de combustible, mais le personnel de la machine est réduit de quatre hommes. Comparé aux paquebots *Lord Warden, Calais, Dover* sensiblement plus petits, il a une consommation de 35 pour 100 plus forte, mais gagne $2^{n},5$ dans la marche. Il peut de plus transporter 1250 passagers au lieu de 750. Son coefficient d'exploitation est donc inférieur à celui des autres paquebots, et c'est probablement le plus économique de tous.

» La consommation d'huile est très faible, car il n'y a pas de pièces à graisser, et l'entretien paraît être moins dispendieux. »

Ces impressions ont été confirmées par l'expérience de 6 mois, la consommation est restée la même, soit 20^{t} se décomposant comme suit : 6^{t} pour allumage et manœuvres diverses et 7^{t} par traversée.

Consommation et vitesse. — En supposant, ce qui est près de la vérité, que la puissance développée soit de 9700^{chx} indiqués pour la vitesse de marche de $21^{n},5$, réalisée journellement de jetée à la jetée, consommation par cheval serait de $0^{kg},824$ environ en service courant, ce qui est relativement peu, ainsi qu'on le verra par les calculs comparatifs établis dans la seconde partie de cette note.

Quant à la vitesse de marche (jetée à jetée), elle s'est toujours maintenue.

Le trajet entre Calais et Douvres est en moyenne de 59 minutes de jetée à jetée et 1 heure 14 minutes de quai à quai.

Le trajet entre Douvres et Calais est en moyenne de 1 heure 1 minute de jetée à jetée et de 1 heure 15 minutes 30 secondes de quai à quai.

Ces moyennes se rapportent à 6 mois de service; elles sont très sensiblement meilleures que celles fournies par les bateaux à roues les plus rapides (*Nord* et *Pas-de-Calais*) qui, pendant la même période, ont donné :

Calais-Douvres, jetée à jetée...	$1^{h}18$	Quai à quai.....	$1^{h}29$
Douvres-Calais. » ...	$1^{h}13$	»	$1^{h}23$

D'autre part, elles montrent cependant que les accostages sont longs. Cette durée des accostages est liée à la question de la marche arrière qui sera discutée dans la seconde partie de ce travail.

Il n'y a aucun doute qu'avec des turbines de marche arrière plus puissantes, et surtout montées sur chacun des trois arbres, on ne puisse arriver à des résultats beaucoup plus satisfaisants.

Quoi qu'il en soit, l'avantage de la vitesse plus grande et de la moindre consommation reste aux turbines.

Il est possible d'ailleurs de fixer les idées par une comparaison bien simple et basée sur le voyage à 15^{n} de Dumbarton à Douvres.

Ce voyage a duré 43 heures, pendant lesquelles *The Queen* a consommé 100^{t} de combustible, soit 2325^{kg} à l'heure.

Or, à la même vitesse, le *Nord* et le *Pas-de-Calais* se rendant à Saint-Nazaire ont mis 31 heures à parcourir, à 15^{n}, la distance qui séparait Calais de Saint-Nazaire, mais leur consommation de combustible a été également de 100^{t}, ce qui représente 3225^{kg} par heure. Le combustible était, il est vrai, médiocre, c'était de la grosse briquette ordinaire à 8 pour 100 des cendres, mais la différence de consommation représente 38 pour 100 environ en plus.

L'économie des turbines sur les machines à roues à allure lente est donc très considérable, et peut, au minimum, être évaluée à 20 pour 100 dans des conditions semblables de mer et de service.

C'est d'ailleurs à ce chiffre qu'on arrive exactement, ainsi qu'on le verra plus loin.

Frais d'entretien et de réparation. — Au point de vue entretien courant, les dépenses nécessitées par les turbines sont nulles, ces appareils n'ayant besoin d'être visités qu'en cas d'accident, ainsi que cela s'est produit à la fin de l'année.

Encore faut-il remarquer que dans le cas d'avarie aux turbines, comme celui dont il est question au commencement de cette note, la réparation est beaucoup moins coûteuse que dans le cas de l'avarie ou du remplacement d'un cylindre.

Vibrations. — En fait, si les turbines ne donnent pas par elles-mêmes de vibrations, on ne peut éviter les trépidations données par les hélices, surtout quand il s'agit de transmettre 10000^{chx}.

Les turbines ne font entendre qu'un léger ronflement beaucoup moins bruyant que les chocs qu'on perçoit dans les machines alternatives.

Si les vibrations sont encore sensibles à l'arrière de *The Queen* (plus que sur *The Queen Alexandra*), cela tient beaucoup à la faiblesse des échantillons de la coque, car, si de l'intérieur on met la main sur les membrures et le bordé en face des hélices latérales, on sent très nettement que les vibrations viennent de ces hélices et non de l'hélice centrale.

La forme du massif d'arrière n'est pas non plus étrangère à ce résultat, mais les vibrations pourraient probablement être presque complètement amorties, si l'on arrivait à détruire le synchronisme de vibration, qui paraît exister entre la coque et les arbres.

La vibration observée sur l'arrière de *The Queen* a, en effet, un caractère périodique, qui apparaît facilement dans une observation un peu prolongée.

On constate des périodes de calme de 2 secondes et demie, séparées par des périodes vibratoires de 5 secondes, pendant lesquelles la vibration part de zéro, passe par un maximum et revient à zéro.

Il y a donc très probablement synchronisme de vibration entre la coque et

les hélices, et il serait intéressant de faire des mesures exactes à différentes allures.

Les vibrations sont d'ailleurs plus faibles que celles observées à l'arrière des navires à roues à certaines allures. Sur le *Nord* et le *Pas-de-Calais,* elles sont très fortes à 4^m ou 5^m de l'arrière à l'allure de 19^n, et, bien que moindres aux autres allures, elles sont cependant très sensibles.

En résumé, les résultats donnés par *The Queen* sont très satisfaisants au point de vue de la vitesse, de la consommation et de la facilité de conduite.

Les turbines de marche arrière ne sont toutefois peut être pas assez puissantes et il y aurait avantage à en monter une sur l'arbre central.

Les vibrations ne sont pas complètement supprimées par suite de la légèreté de construction de la coque, qui permet un synchronisme entre ses vibrations et celles des hélices. Elles sont toutefois assez faibles, et, avec quelques précautions, empêchant les vibrations sonores, ne seraient aucunement gênantes.

II. — Étude du navire.

Considérations générales. — L'étude du paquebot à turbines *The Queen,* d'un type tout à fait différent de celui actuellement en service entre Douvres et Calais, tant au point de vue des dispositions générales qu'à celui des moteurs et propulseurs, présente certainement un intérêt tout particulier.

Toutefois, pour apprécier exactement les diverses caractéristiques de ce navire, il faut avoir soin de distinguer entre les différents points de vue auxquels on peut se placer en tenant compte des relations qui existent entre eux, et dont ne peut faire abstraction.

Bien que remarquable et très réussi dans son ensemble, *The Queen* peut, à certains égards, soulever quelques critiques, étant donné le service auquel il est affecté.

Les aménagements confortables, bien que sans luxe inutile, paraissent un peu compliqués pour des traversées aussi courtes, et peut-être la place utilisée dans le milieu du navire au logement du personnel ou à des services accessoires aurait-elle pu avec avantage être affectée au service des passagers eux-mêmes.

La disposition des aménagements intérieurs conviendrait mieux, semble-t-il, à un navire plus grand et faisant de plus longues traversées, et la place y eût peut-être été employée dans de meilleures conditions avec des dispositions plus simples et rappelant celles, devenues pour ainsi dire classiques, sur les navires traversant le détroit.

La position des aménagements destinés aux voyageurs de 1re classe, assez loin en avant de l'axe horizontal sur lequel pivote le navire dans les coups de tangage, n'est pas sans soulever quelques objections, étant donné le faible

déplacement du navire. Très acceptable et peut-être même avantageuse dans un navire de fort tonnage, elle a l'inconvénient d'exposer les voyageurs de 1re classe à des mouvements assez durs par mauvais temps en raison de la vitesse du navire.

L'étude détaillée qui va suivre sera faite aux différents points de vue suivants :

1° Proportions et formes du navires; qualités nautiques;
2° Système de construction;
3° Aménagements;
4° Installation des appareils évaporatoires. Types des chaudières;
5° Installation des machines motrices et auxiliaires;
6° Installation des propulseurs;
7° Consommation de combustible;
8° Conduite des machines;
9° Frais d'entretien et de réparation.

Proportions du navire. — L'étude exacte des qualités nautiques d'un navire nécessite une série de données qu'il est le plus souvent très difficile de se procurer, aussi est-elle à peu près impossible dans la plupart des cas.

On peut toutefois se faire une idée approximative de l'influence des proportions choisies sur les qualités nautiques, en utilisant les rapports qui caractérisent les conditions à remplir pour qu'il soit approprié au service auquel il est destiné.

On peut aussi, si l'on a des données à peu près certaines sur des navires connus, les comparer aux rapports donnés par ces navires et en donner des conclusions qui, sans être absolument exactes, ne s'écartent pas bien sensiblement de la réalité.

L'existence de ces rapports entre les proportions à choisir pour un service donné a été exposée très clairement dans un ouvrage publié, il y a près de 40 ans, par l'éminent constructeur, M. A. Normand (1).

Le tableau ci-après indique pour *The Queen*, le *Nord* et le *Pas-de-Calais* et enfin pour la *Marie-Henriette* les données principales, sinon absolument exactes, du moins très proches de la vérité, ainsi que les coefficients qu'on en déduit, coefficients qui permettent des comparaisons intéressantes.

Voici les observations que suggère l'examen de ces données :

Coefficient de déviation des filets liquides. — Ce coefficient ne donne qu'une indication peu précise, cependant il représente, grosso-modo, la déviation horizontale des filets liquides le long de la coque, et est, abstraction faite de la forme des lignes d'eau, à peu près proportionnel au chemin horizontal

---

(1) *Formules approximatives de Construction navale.*

parcouru par les filets liquides pendant la déviation qu'ils subissent pour laisser passer la carène.

Données comparatives de divers paquebots.

Données et coefficients.		*The Queen.*	*Nord* et *Pas-de-Calais.*	*Marie-Henriette.*
Longueur	L	$94^m,55$	$103^m,00$	$103^m,630$
Largeur	l	$12^m,20$	$10^m,65$	$11^m,580$
Creux sous le pont supérieur	C_s	$7^m,625$	$7^m,400$	$6^m,933$
» principal	C_p	»	$4^m,950$	$4^m,570$
Tirant d'eau moyen	T	$3^m,12$	$3^m.12$	$2^m,73$ (2)
Surface immergée du maître-couple	S	$33^{m^2},5$ (1)	$29^{m^2},08$	$28^{m^2},80$ (1)
Déplacement	D	1950^{tx} (1)	2100^{tx}	2100^{tx} (1)
Volume de carène	$W = \frac{D}{1026}$	1900^{m^3}	2046^{m^3}	2046^{m^3}
Puissance développée	F	10000 (2)	7800	8134 (2)
Vitesse correspondante		$21^m,76$	$19^m,5$	$22^m,2$ (2)
Rapport $\frac{l}{L}$	(Coefficient de déviation des filets d'eau)	0,129	0,103	0,111
» $\frac{C}{L_s}$	(» de solidité longitudinale)	0,080	0,0718	0,0669
» $\frac{C_s}{l}$	(» » transversale)	0,625	0,699	0,598
» $\frac{W}{C_s}$	(» de flottabilité)	249	276	295
» $\frac{C_s}{T}$	(» de navigabilité)	2,44	2,37	2,53
» $\frac{W}{LlT}$	(» d'acuité des formes)	0,5229	0,5978	0,6244
» $\frac{S}{lT}$	(» » du maître-couple)	0,880	0,875	0,907
» $\frac{S^{\frac{3}{2}}}{0,96SL - W}$	(» de vitesse due à l'acuité)	0,170	0,188	0,188
» $\frac{F}{S}$	(» » due à la puissance)	29,67	26,82	28,24

Ce coefficient de déviation est pour *The Queen* de 25,2 pour 100 plus élevé que pour le *Nord* et le *Pas-de-Calais* et seulement de 15,2 pour 100 plus élevé que celui de la *Marie-Henriette.*

Les filets liquides seraient donc, à vitesse égale, plus brusquement divisés par *The Queen* que par la *Marie-Henriette,* et surtout par le *Nord* et le

(1) Ces chiffres ne sont qu'approximatifs ainsi que ceux qui en sont déduits, mais ne doivent pas s'éloigner sensiblement de la vérité.

(2) Puissance de vitesse d'essai.

Pas-de-Calais, si les lignes d'eau avaient la même finesse, mais il n'en est pas ainsi.

Les lignes d'eau avant de *The Queen* sont creuses et très fines, plutôt même trop fines, puisque, malgré la vitesse réalisée de $21^{n},5$ en service, les herbes s'attachent à la flottaison sur le quart de la longueur à l'avant (et aussi à l'arrière) pendant que la peinture du milieu résiste difficilement.

La pression horizontale et le frottement dans le sens de la marche paraissent donc inégalement répartis, et plus forts sur le second quart avant que sur le premier, c'est ce qui explique que la première lame satellite ne se forme qu'à 30^{m} de l'étrave, tandis que sur le *Nord* elle se forme à 20^{m} seulement, mais est moins ouverte.

Il résulte donc qu'au point de vue de la formation des lames satellites, il y aurait intérêt à ce que *The Queen* ait ses lignes d'eau moins creuses.

Coefficient de solidité longitudinale. — Ce coefficient donne une indication beaucoup plus précise que le précédent, car il représente le rapport de la hauteur de la poutre armée que forme le navire à sa longueur.

Il est, pour *The Queen,* 11,4 pour 100 plus fort que pour le *Nord* et le *Pas-de-Calais,* et 19,5 pour 100 plus fort que celui de la *Marie-Henriette* plus longue et sensiblement moins creuse.

Le système de liaison longitudinale de *The Queen* a donc besoin de moins de solidité que celui du *Nord* et surtout que celui de la *Marie-Henriette.* Celui employé paraît donner des résultats satisfaisants pour la navigation, puisque, après 5 mois de service, les lignes d'arbres assez longues et très légèrement installées tournaient encore parfaitement rond. Peut-être serait-il cependant un peu léger en cas d'accident ou d'échouage comme celui qui s'est produit pour le *Nord.* Celui-ci, bien que resté complètement à sec et légèrement incliné sur bâbord, n'a pas pris de déformation paraissant sensible, quoiqu'il ne portât pas sous les chaufferies sur une longueur de 40^{m}.

Il faut aussi noter que sur *The Queen* les tôles du bordé extérieur, qui jouent un rôle important dans les liaisons longitudinales, sont d'échantillons réduits, ainsi qu'on le verra plus loin, et qu'elles portent quelques légères traces de fatigue, bien faibles à la vérité, mais qui ne pourront qu'augmenter avec l'âge du navire.

Il semble donc qu'il y aurait eu intérêt, tout en laissant tel qu'il est le système de liaisons longitudinales, à renforcer le bordé extérieur en gagnant le poids nécessaire sur les parties accessoires.

Il faut cependant ajouter qu'au-dessus du pont supérieur, le roufle des cabines et le pont promenade forment une liaison longitudinale très efficace en raison de son éloignement de la fibre neutre, de sorte que si l'on tient compte de cette liaison, le coefficient de solidité longitudinale est d'environ 18 à 20 pour 100 plus fort que celui du *Nord* et du *Pas-de-Calais.*

Les observations relatives au bordé extérieur n'en subsistent pas moins en raison des traces de fatigue observées.

Coefficient de solidité transversale. — Ce coefficient est, en raison de la largeur du navire, plus faible sur *The Queen* que sur le *Nord* et le *Pas-de-Calais*, mais plus fort que sur la *Marie-Henriette*.

La supériorité du coefficient du *Nord* est d'ailleurs assez faible, 11,8 pour 100, et elle est encore diminuée par la présence sur la *The Queen*, au-dessus du pont supérieur, du roufle des cabines et du pont promenade qui relient les hauts d'un bord à l'autre.

Cette liaison, moins incomplète et, par suite, moins efficace, existe également sur la *Marie-Henriette*, de sorte que, tout considéré, le coefficient de celle-ci, qui est grosso-modo inférieur de 4,3 pour 100 à celui de *The Queen*, doit être, en réalité, encore un peu plus faible comparativement.

Coefficient de flottabilité. — Ce coefficient est pour *The Queen* nettement inférieur à celui du *Nord* et du *Pas-de-Calais* et encore plus à celui de la *Marie-Henriette*. La différence n'est pas moindre de 11,2 pour 100 en faveur du *Nord* et de 18,8 pour 100 en faveur de la *Marie-Henriette*. Elle s'explique facilement par la moindre surface de flottaison de *The Queen*, de longueur très sensiblement moindre que les deux autres paquebots, sans que l'excédent de largeur arrive à compenser cette perte par suite de la finesse des extrémités.

Cette faiblesse du coefficient de flottabilité, qui tient à la réduction de la surface de flottaison dans les extrémités, n'a d'ailleurs qu'une importance relative; elle peut même présenter quelque avantage, car, si ce coefficient était plus considérable avec les lignes creuses de *The Queen*, il exagérerait sans doute la dureté des coups de tangage déjà sensibles, par suite de la moindre longueur.

Cette faiblesse de coefficient n'a d'autre effet pratique que d'empêcher le navire de se lever aussi bien à la lame; mais, comme celui-ci est très haut sur l'eau à l'avant et est bien défendu contre la mer par un dévers assez considérable, il mouille relativement peu.

Coefficient de navigabilité. — Ce coefficient, qui représente en réalité la proportion de la flottabilité de réserve au volume immergé de la carène est, sur le *Nord*, plus faible de 2,86 pour 100 que sur *The Queen*, en raison du peu de hauteur de son pont supérieur au-dessus de la flottaison. Par contre, celui de *The Queen* est de 3,68 pour 100 inférieur à celui de la *Marie-Henriette*.

Comme l'expérience a montré que le coefficient de navigabilité du *Nord* est largement suffisant, il y aurait intérêt pour *The Queen* à ce qu'elle ait une hauteur moindre d'œuvres mortes, tant au point de vue de la stabilité

transversale que de la prise qu'offre au vent un fardage aussi développé, auquel vient encore s'ajouter celui, très important, des superstructures.

Il faut toutefois remarquer que l'abaissement du pont supérieur réagirait sur les coefficients de solidité, et que, par suite, on serait conduit à renforcer les liaisons longitudinales et transversales, c'est-à-dire à faire plus lourd, ce qu'il est toujours difficile de réaliser sans augmenter le déplacement, quelquefois dans d'assez fortes proportions.

Coefficient d'acuité des formes. — Le coefficient d'acuité des formes de *The Queen* a une réelle supériorité, qui n'est pas moindre de 14,3 pour 100 sur celui du *Nord* et du *Pas-de-Calais,* et de 19,4 sur celui de la *Marie-Henriette.*

Cette valeur très favorable du coefficient d'acuité, explique la bonne utilisation de la puissance développée, qui est d'ailleurs favorisée par la position des propulseurs. Ceux-ci, en raison de leur diamètre relativement faible, ont en effet l'extrémité de leurs ailes à une distance de la carène plus grande que dans les cas ordinaires.

Le coefficient eût pu d'ailleurs rester le même avec des lignes moins creuses, et peut-être même l'utilisation eût-elle encore gagné, la déviation des filets se produisant plus progressivement et plus régulièrement qu'avec les lignes réelles.

Coefficient d'acuité du maître-couple. — Ce coefficient est pour *The Queen* un peu plus fort, mais de bien peu, 0,5 pour 100, que pour le *Nord* et le *Pas-de-Calais.* Il est, par contre, de 3 pour 100 plus faible que pour la *Marie-Henriette.*

Coefficient de vitesse dû à l'acuité. — Ce coefficient est pour *The Queen* très sensiblement plus favorable, 10,5 pour 100 en plus que pour le *Nord* et la *Marie-Henriette;* il montre le gain que peut donner l'acuité bien proportionnée au point de vue de la vitesse.

On peut cependant se demander s'il n'eût pas été possible, en raison des inconvénients que présentent les lignes creuses au point de vue de la stabilité longitudinale, de conserver ce coefficient avec des lignes d'eau répartissant mieux la déviation des filets liquides. C'eût été un grand avantage pour les qualités nautiques du navire.

Coefficient de vitesse dû à la puissance. — Les valeurs indiquées au tableau pour ce coefficient montrent que *The Queen* a pu développer par mètre carré de maître-couple une puissance de 9,9 pour 100 supérieure à celle du *Nord* et de 4,65 pour 100 à celle de la *Marie-Henriette.*

Cette supériorité vient de l'emploi des moteurs moins lourds et tournant plus vite, car 1900^{chx} représentent environ 161^{t} pour les moteurs à roues (à 85^{kg} par cheval), de sorte qu'avec le combustible nécessaire, il eût fallu,

pour le *Nord* ou la *Marie-Henriette*, augmenter le déplacement d'environ 200t pour réaliser la vitesse obtenue par *The Queen*.

Conclusion en ce qui concerne les proportions de The Queen. — En résumé, les proportions données à *The Queen* en vue de la vitesse à réaliser paraissent, autant qu'on peut en conclure d'une étude sommaire, très satisfaisantes, sauf en ce qui concerne la hauteur des œuvres-mortes au-dessus de la flottaison.

Il y aurait certainement intérêt à la diminuer tant au point de vue de la stabilité transversale que pour diminuer la prise qu'offre le fardage au vent.

L'intérêt aurait été d'autant plus grand que la présence des roufles des cabines et du pont passerelle très développés au-dessus du pont-promenade vient encore en aggraver les inconvénients.

Formes du navire. — Les formes de *The Queen* sont bien étudiées, et surtout bien équilibrées en vue de la vitesse à atteindre, de telle sorte que, même en vitesse, il ne se produit qu'un déjaugeage insignifiant.

La coulée d'arrière, si importante dans les navires à hélices, est très harmonieuse, cependant la présence d'herbes dans le voisinage de la flottaison sur le quart de la longueur du navire à l'arrière, comme à l'avant, laisse supposer que les lignes sont trop creuses à leurs extrémités.

Les filets liquides paraissent abandonner la carène avant d'être à l'arrière de celle-ci, attirés probablement par la succion des hélices. Il semble qu'à l'avant, il n'y ait pas de déviation progressive des filets liquides, mais que ceux-ci, peu déviés sur le parcours du premier quart de la carène, le soient rapidement vers le milieu de celle-ci.

Ces observations paraissent corroborer l'opinion émise par M. Normand, que, généralement, on fait les navires trop fins pour la vitesse à atteindre, et qu'il y aurait peut-être intérêt, même au point de vue de l'utilisation de la puissance, à avoir moins de finesse dans les extrémités.

L'examen du système de lames créé par l'avant paraîtrait venir à l'appui de cette hypothèse, qui, d'autre part, semble confirmée par l'érosion profonde de la peinture vers le milieu du navire.

Le frottement insuffisant au commencement du parcours le long de la carène est exagéré dans la partie médiane, et il y aurait certainement intérêt, au point de vue de la puissance à développer, à le répartir plus également le long du parcours.

La présence des lignes creuses à l'avant et à l'arrière, en ramenant la masse du navire vers le milieu, a, en outre, pour conséquence de faciliter les mouvements de tangage, surtout avec mer debout, et, au point de vue du confortable des voyageurs, il y aurait aussi avantage à ce que les lignes d'eau fussent plus pleines, sinon tout à fait droites, à l'avant.

Peut-être eût-on pu, pour ne pas augmenter le tonnage, réduire très légèrement la largeur, et reporter le volume prélevé aux deux extrémités.

Il faut ajouter que, si ces critiques de détail sont relativement faciles à faire, *a posteriori,* il est infiniment plus difficile, même avec des expériences de modèle, de prévoir ce que donnera une carène donnée, surtout quand il s'agit d'un service aussi difficile que celui du Pas-de-Calais, où la mer est toujours agitée, très courte, et où les navires qui font la traversée l'ont souvent par côté.

Qualités nautiques. — Les qualités nautiques de *The Queen* sont, en général, satisfaisantes; cependant, pour les raisons données plus haut, les tangages sont assez prononcés dans les aménagements de l'avant.

Par brise relativement faible, *The Queen* prend facilement une bande appréciable, mais elle atteint assez rapidement sa position d'équilibre, et reste alors dans cette position. On peut en conclure que, si le bras initial de redressement est assez faible, il croît rapidement.

D'après les renseignements recueillis, le $\rho - a$ initial serait de 0,825 environ, valeur qui explique la douceur des mouvements et aussi la facilité de prendre la bande.

A titre de comparaison, le $\rho - a$ du *Nord,* reconnu par les voyageurs pour sa stabilité, est actuellement de 1,290 (il était de 1,920 sur le projet).

La valeur de 0,825 est relativement faible pour un navire aussi large que *The Queen,* elle tient à l'élévation du centre de gravité général en raison du développement des œuvres-mortes et des superstructures, et malgré l'abaissement du centre de gravité des moteurs.

Au point de vue des qualités nautiques, il y aurait donc avantage très réel à réduire le développement des superstructures, ainsi que celui des œuvres-mortes.

Système de construction. — La construction de *The Queen,* comme celle de tous les navires anglais, est remarquable par le soin avec lequel elle a été étudiée, de manière à répartir convenablement la matière, et aussi par son extrême légèreté. Cette légèreté est d'ailleurs admise par les règlements du Lloyd (*Light Scantlings*), beaucoup moins sévères que ceux des Sociétés françaises de classification.

Le système de construction conduit cependant quelquefois à des réductions d'échantillons qui peuvent paraître bien fortes, quoiqu'il faille reconnaître que la solidité à la mer est absolument suffisante, et que, si les tôles de bordé décèlent en certains endroits des traces de fatigue, la sécurité n'en est aucunement compromise.

Voici sommairement la description de la charpente de *The Queen,* qui est, comme on pourra en juger, beaucoup plus légère que celle des paquebots similaires français.

Les membrures sont constituées de cornières $120 \times 75 \times 7$, et espacées de $0^m,625$ d'axe en axe. Deux et quelquefois trois d'entre elles sur quatre

sont munies sous le pont principal de cornières renversées 65 × 65 × 7. Au-dessus de ce pont, ces cornières renversées n'existent que de deux en deux membrures, et dans certaines parties du navire de quatre en quatre membrures.

Devant le salon des dames (première classe) sont installés de larges hublots de $0^{m},450$ de clair, qui occupent quatre mailles. Les trois membrures coupées ont leurs extrémités réunies aux membrures restantes (garnies de cornières renversées) par des guirlandes horizontales du même échantillon que les membrures.

Les porques sont fréquentes, et présentent cette particularité que leur contour intérieur n'est pas parallèle à leur contour extérieur, mais tombe généralement droit, ce qui évite de la main-d'œuvre, tout en leur laissant plus de largeur et, par suite, plus de résistance.

Les ponts sont partiellement munis d'un bordé d'acier, leurs tôles gouttières sont relativement étroites, et, dans les parties uniquement en bois, ils sont consolidés par des hiloires obliques de 300 × 10 se croisant sur l'axe du navire.

Les épontilles, très hautes en raison de l'écartement des ponts, ont un diamètre de 65^{mm} entre le pont principal et le pont promenade, de 70^{mm} entre le pont principal et le pont des salons et de 76^{mm} dans les cales.

Il y a généralement deux rangs d'épontilles inégalement réparties de manière à ne pas gêner les passagers.

Les cloisons étanches sont renforcées de cornières d'assez faible échantillon.

Les fonds du navire, outre la carlingue centrale, relativement basse ainsi que les varangues, comportent des serres longitudinales formées de cornières rivées dos à dos qui, sur une certaine longueur, vers le milieu, emprisonnent entre elles un fer à boudin.

Les tôles de bordé sont sensiblement plus minces que celles usitées en France pour des navires de même tonnage. A titre d'exemple, les tôles de gabord ont 14^{mm} d'épaisseur au milieu et 10^{mm} à l'extrémité avant, l'extrémité arrière a son épaisseur portée à 12^{mm} et 14^{mm} par suite de la présence des hélices.

Ces épaisseurs sont de beaucoup inférieures à celles admises par les règlements français.

Les quilles à roulis, qui prennent à peu près le tiers de la longueur du navire, sont constituées par de simples tôles de 20^{mm} fixées au bordé par des cornières à larges ailes. Cette construction, très légère, a été adoptée pour qu'en cas d'accident, l'arrachement de ces quilles n'entraîne pas d'avarie au bordé proprement dit.

Aménagements. — L'exécution des aménagements est des plus soignées, notamment celle des boiseries en chêne clair qui est remarquable. D'une

manière générale, les détails sont très bien étudiés et les installations très confortables, bien que sans luxe inutile pour des traversées aussi courtes.

Les installations de la cuisine à vapeur, du restaurant sont très réussies; il en est de même de celles des lavatories, qui peuvent être données en exemple.

On peut faire cependant quelques observations au sujet de la répartition des aménagements.

L'installation des aménagements de première classe à l'avant présente des inconvénients relativement aux mouvements de tangage plus vifs dans cette partie du navire.

La grande hauteur entre les ponts, si elle est plus agréable à l'œil, a pour conséquence de relever le centre de gravité général des installations, et la présence du roufle des cabines et du pont promenade vient accentuer ce relèvement.

La partie centrale du navire, affectée à des services accessoires ou au logement du personnel, aurait été avec avantage consacrée aux passagers, car c'est la région la plus tranquille par mauvais temps. Mais, pour qu'il en fût ainsi, il aurait fallu remanier complètement la distribution intérieure du navire.

L'installation des cabines, c'est-à-dire des places de luxe, sur le pont supérieur où elles ont air et lumière, est certainement très appréciable, mais le roof en est un peu trop développé et paraît lourd en raison du pont passerelle placé au-dessus qui s'étend jusqu'à l'aplomb des murailles du navire.

La présence des cabines sur le pont promenade est également appréciée des voyageurs de première classe, qui peuvent se mettre sous le vent de cette construction et être abrités tout au moins partiellement. Toutefois, ce roufle est bien large, et il gagnerait en légèreté tout en laissant plus de place dans les coursives latérales et en dégageant mieux le pont, à n'avoir que la largeur strictement nécessaire pour contenir deux cabines accolées.

Il y aurait avantage, au point de vue de la stabilité, à supprimer le pont passerelle comme pont à voyageurs, en le laissant comme pont de commandement, et en descendant les postes des embarcations sur le pont promenade. La place perdue pour les voyageurs serait relativement faible, et pourrait être facilement retrouvée par la suppression du roufle des secondes, suppression qui dégagerait le pont à l'arrière et le rendrait semblable à ce qu'il est sur les paquebots actuels.

Ces modifications entraîneraient un remaniement général des installations, mais celles-ci pourraient être simplifiées, et la place utilisée actuellement en antichambres, escaliers, dégagements, coursives, pourrait être employée plus avantageusement.

Il y aurait intérêt à tâcher d'installer tous les aménagements destinés aux voyageurs de première classe au-dessus du pont principal, ceux de deuxième classe dans l'entrepont d'avant et d'arrière, et les logements des officiers ainsi

que ceux de l'équipage également dans l'entrepont. Les voyageurs préfèrent, en effet, se tenir dans les parties hautes du navire, et il est possible de leur donner satisfaction.

Appareils évaporatoires. — L'installation des appareils évaporatoires ne soulève pas d'observations importantes. Toutefois, il faut remarquer que les chaudières travaillent dans des conditions un peu exceptionnelles, étant fortement poussées.

D'autre part, leur poids est très considérable et, avec d'autres types de chaudières, peut-être serait-il possible d'avoir plus de surface de grille et de surface de chauffe, de manière à n'arriver qu'à un taux de combustion moins élevé et à une production moins forte de puissance par mètre carré de grille ou de surface de chauffe.

Enfin, le type de chaudière écossaise a, par suite des nécessités de sa construction, le désavantage de limiter la pression de régime à $10^{kg},500$, tandis qu'avec les turbines, il y aurait intérêt à avoir une pression plus élevée et de la vapeur à plus haute température et plus sèche.

L'adoption d'une pression plus élevée permettrait de réduire la dépense de vapeur ainsi que le volume et le poids des appareils moteurs.

Appareils moteurs. — L'installation des appareils moteurs, turbines et appareils auxiliaires est très réussie et réellement très commode. La place disponible dans la machine est très considérable, ce qui rend l'entretien et la surveillance très faciles.

Il n'y a aucune observation à faire sur la marche avant, mais il y aurait intérêt, au point de vue des accostages, à ce que la marche arrière fût plus rapide, ce qui paraît réalisable sans augmentation de poids considérable de l'appareil moteur. Pour réaliser ce désideratum, il faudrait agrandir les turbines de marche arrière et les rendre plus puissantes, et il y aurait, croyons-nous, avantage à en monter une sur la turbine H. P., car l'hélice centrale serait, au point de vue des manœuvres, beaucoup plus efficace que les hélices latérales.

Sans doute, les turbines de marche arrière seraient alors moins économiques, mais leur fonctionnement est si court, et l'on dispose de tant de vapeur au moment où l'on a besoin de les faire marcher que la question n'a pas d'importance.

Quant au poids supplémentaire qu'elles exigeraient, il pourrait être compensé par l'économie réalisée en augmentant la pression de régime.

Lignes d'arbres. — L'installation des lignes d'arbres ne soulève aucune observation, car elle paraît très satisfaisante, le fonctionnement des arbres n'ayant donné lieu à aucun ennui, et les arbres tournant tout à fait rond après six mois de service.

Les dispositions de rafraîchissage des paliers sont très bien comprises.

Propulseurs. — Les propulseurs ne donnent pas non plus lieu à aucune critique, leur nombre de tours n'est pas très considérable, et leur grande immersion rend leur utilisation très bonne en empêchant leur émersion en cas de tangage.

Trépidations. — Au point de vue des trépidations, il y aurait peut-être intérêt à dégager davantage le massif arrière, de manière à éviter le choc de l'eau rejetée par les hélices latérales sur la coque, choc qui est la cause principale des trépidations. On serait alors conduit à supprimer une grande partie dudit massif.

On arriverait ainsi à une disposition analogue à celle employée sur les torpilleurs; mais il ne faut pas perdre de vue que la diminution du massif arrière peut, si elle est trop forte, présenter des inconvénients au point de vue de la stabilité de route. Il faut donc être très prudent dans cette voie.

Il y aurait lieu aussi de prendre des précautions contre les vibrations sonores, qui exagèrent l'effet produit par les vibrations proprement dites.

Manœuvres. -- Elles s'exécutent trop lentement pour le service, il faudrait, pour les rendre plus rapides, augmenter la puissance et le nombre des turbines de marche arrière, ainsi qu'il a été dit plus haut aux observations sur l'appareil moteur.

Consommation de combustible. — La consommation de combustible est réellement très modérée; elle ne dépasse pas, pour près de 10000^{chx}, 20^{t} par jour, chiffre égal à celui donné par *Le Victoria* ou *L'Empress*, bateaux à roues qui n'atteignent pas 6000^{chx}.

Les comparaisons de consommation sont très délicates à faire, en raison des circonstances extérieures qui peuvent influer; cependant, il est possible de comparer la consommation de *The Queen* avec celle des paquebots similaires à roues en faisant abstraction des manœuvres qui sont différentes à Calais, à Douvres.

Actuellement *The Queen* consomme 7^{t} par traversée de 55^{m} en moyenne de jetée à jetée. Ce chiffre correspond à 8^{t} à l'heure.

D'autre part, la puissance développée doit être très voisine de 9700^{chx}, au minimum, à la vitesse de $21^{n},5$.

La consommation revient donc à $\frac{8000}{9700} = 0^{kg},825$ par cheval.

Le Victoria, à $19^{n},3$, brûle par heure 5720^{kg} de combustible en développant 4720^{chx}. La consommation par cheval-heure ressort donc à $1^{kg},21$, la pression de régime étant $7^{kg},700$ par centimètre carré.

Si l'on voulait donner au *Victoria* la vitesse de $21^{n},5$, en admettant, comme

on le fait généralement, que la puissance nécessaire croît comme le cube de la vitesse, il faudrait que la machine développât 6525^{chx}, soit 1804^{chx} de plus.

En supposant, ce qui n'est pas exact, que *Le Victoria* puisse conserver le même déplacement et la même consommation par cheval, l'économie de *The Queen* ressortirait à $\frac{1,210 - 0,825}{0,825} = 46,6$ pour 100. En réalité, si l'on tient compte de la différence des pressions de régime ($7^{kg},700$ pour *Le Victoria* et $10^{kg},500$ pour *The Queen*) ainsi que du genre de chaudières et de machines, elle n'est pas aussi considérable, mais dépasse certainement 20 pour 100. C'est d'ailleurs ce que montre la comparaison des voyages de Dumbarton à Douvres des deux paquebots pendant lesquels, à la même vitesse, la consommation a été de 120^t pour *Le Victoria* et de 100^t seulement pour *The Queen*.

Encore faut-il remarquer que les 1804^{chx} supplémentaires représentent, à 80^{kg} par cheval, chiffre faible pour des machines à roues, un déplacement supplémentaire de 145^t sans compter le poids de combustible nécessaire pour alimenter les chaudières.

L'économie réalisée de 20 pour 100 serait donc certainement dépassée de ce fait, car les 145^{tx} de déplacement supplémentaire représentent pour le poids des machines seules, sans compter celui de la coque, environ 500^{chx} de plus pour les mouvoir à la vitesse de $21^n,5$.

Ces calculs sont d'ailleurs d'accord avec ce qui a été dit plus haut au sujet des voyages à long parcours du *Nord* et de *The Queen*.

L'économie serait naturellement sensiblement moindre si l'on comparait *The Queen* à un paquebot à hélices, mais il n'existe pas de navire permettant une comparaison directe.

La Commission Cunard, en comparant le *Brighton* (à turbines) et l'*Arundel* (à machine alternative), a trouvé 6 pour 100 d'économie en faveur des turbines pour les mêmes conditions de mer. Encore faut-il remarquer que les essais comparatifs ont été faits à 21^n, vitesse maxima de l'*Arundel* et non à 22^n, vitesse maxima et économique du *Brighton*. Pour faire les essais à cette vitesse, il aurait fallu augmenter la puissance de l'*Arundel* de 1000^{chx} environ, ce qui représente avec les poids accessoires un accroissement de tonnage de 100^t environ.

L'économie des turbines à bord paraît donc indiscutable, et coïncide avec ce que l'on a trouvé pour les installations à terre.

Conduite des machines. — La conduite des machines est singulièrement plus facile avec des turbines qu'avec une machine ordinaire, qui a une infinité de pièces en mouvement.

Le graissage sous pression des paliers de turbines fait qu'on n'a en aucune façon à s'occuper de l'appareil moteur. La surveillance n'a à s'exercer que sur les lignes d'arbres et les appareils auxiliaires, pompes, etc.

Le personnel peut donc être très réduit dans la chambre de la machine.

En fait, il y a en service dans la machine, au cours de la navigation, le chef-mécanicien sur la plate-forme, un homme pour la surveillance des auxiliaires et un autre pour la surveillance des lignes d'arbres.

Le personnel est donc, comme le fait remarquer M. Cosmo-Bonsor, très réduit par rapport au personnel des machines à roues moins puissantes

Sur le *Nord*, il y a dans la machine :

Le chef-mécanicien sur la plate-forme aux leviers de commande;

Le premier mécanicien et deux graisseurs surveillant la partie haute de la machine; le second mécanicien et deux graisseurs surveillant la partie basse. Soit sept hommes au lieu de trois malgré la puissance moindre.

Encore faut-il ajouter que la pompe de service et un des appareils alimentaires sont placés dans les chaufferies, et exigent un autre homme pour les conduire.

Pour les manœuvres sur *The Queen* tout le personnel remonte sur la plate-forme; le chef-mécanicien manœuvre la prise de vapeur générale, et ses deux aides les prises de vapeur d'alimentation directe des turbines B. P., les seules qui servent dans ce cas.

Un chauffeur remonté des chaufferies manœuvre le Chadburn.

En résumé, il y a donc avec les turbines une réduction très sensible de personnel, et de ce chef l'économie est assez importante.

Frais d'entretien et de réparation. — En laissant de côté les frais d'entretien des appareils auxiliaires qui sont les mêmes, quel que soit le système des machines motrices, les frais d'entretien des turbines proprement dites sont à peu près nuls.

Si elles sont détériorées, le personnel n'y peut rien, c'est une visite complète qui est nécessaire; mais c'est un cas fort rare, puisque après six mois de service il a fallu l'introduction accidentelle d'une pièce étrangère dans une turbine pour nécessiter cette opération.

Les réparations sont, d'autre part, plus simples, plus rapides et plus faciles que dans les machines ordinaires. Elles se bornent généralement à des remplacements d'ailettes; encore ceux-ci sont-ils tout à fait exceptionnels et ne peuvent-ils être nécessités que par un accident.

Même dans ce cas, la dépense est certainement moins forte qu'avec une machine ordinaire où le moindre oubli peut occasionner la rupture d'une pièce importante et coûteuse, comme un cylindre.

L'expérience à bord n'est pas encore assez longue pour qu'on soit exactement fixé sur ce point; mais les résultats obtenus par les installations à terre font prévoir que les frais d'entretien et de réparation des turbines seront très faibles si les appareils sont construits avec soin.

Frais de graissage. — Quant à la dépense de graissage, elle est réduite au minimum, la même huile resservant toujours après décantation; il n'y a qu'à

réparer les pertes toujours très faibles, et les surfaces à lubrifier sont d'ailleurs très limitées.

La dépense de graissage est donc sensiblement moins élevée qu'avec une machine ordinaire.

Conclusions finales. — En résumé, le service exécuté par *The Queen* est tout à fait satisfaisant en ce qui concerne les moteurs, et jusqu'à l'avarie de la turbine B. P. bâbord due à une négligence dans la construction, les turbines n'avaient donné lieu à aucune observation.

Si l'on peut critiquer certaines dispositions du navire, il ne faut pas oublier qu'il est le premier du type, et que, par suite, si les critiques sont faciles *a posteriori*, il est beaucoup plus difficile de les éviter quand on crée un type nouveau.

Celui-ci fait, en somme, honneur à la maison Denny, surtout au point de vue des détails de construction qui sont très soignés, et il est très probable que si cette maison construisait un nouveau navire, devant faire le même service, elle y apporterait toutes les modifications que l'expérience a fait reconnaître nécessaires.

C'est ainsi que le *Brighton* du service Dieppe-Newhaven n'a pas des superstructures aussi développées, et doit, de ce fait, avoir une tendance bien moindre que *The Queen* à prendre de la bande.

NOTE SUR LES CANOTS AUTOMOBILES

A GRANDE VITESSE,

PAR M. ALPHONSE TELLIER,
Ingénieur civil.

Avec la vogue croissante du moteur à pétrole à rotation rapide et des applications de plus en plus nombreuses aux embarcations, j'ai pensé qu'il serait peut-être intéressant pour nos Collègues de l'Association de leur communiquer les résultats de mes dernières expériences avec *Lutèce,* la *Rapée II,* la *Rapée III, Princesse Élisabeth* et *Titan II;* ces deux derniers bateaux sont du reste identiques en tous points.

Malheureusement, comme ces bateaux sont spécialement destinés aux courses, ils sont toujours construits et prêts au dernier moment, de sorte qu'il y a très peu de temps pour les essayer et les mettre au point, et surtout pour faire des mesures minutieuses; c'est certainement regrettable, car ces bateaux sont de véritables modèles.

Et il y a là une source d'essais de coques et d'hélices véritablement inépuisable, et d'un grand intérêt, je crois, pour l'art des constructions navales.

Voici quelles sont les principales caractéristiques des bateaux dont j'ai parlé plus haut :

Lutèce.

Dessiné et construit fin 1901.

Longueur 15^{m}, largeur $1^{m},50$, profondeur de carène $0^{m},30$, hauteur de bordé au milieu $0^{m},530$.

Déplacement en ordre de marche 2000^{dm^3}.

Maîtresse section $0^{m^2},23$.

Construction en bois de cèdre à double bordé avec toile vernie intercalée, bordé intérieur transversal de 4^{mm}, bordé extérieur longitudinal de 6^{mm}; les bordés sont fixés après des serres longitudinales en sapin (5 de chaque côté du bateau); les membrures en acacia, espacées de $1^{m},00$, sont fixées sur ces

serres et par conséquent isolées du bordé; la quille, les plats-bords et les serres bauquières sont en sapin de Riga, le pont en pin blanc de 10^{mm}, recouvert d'une toile vernie, les carlingues de la machine sont en sapin.

Fig. 1.

Lutèce.

La coque, entièrement finie, pèse 600^{kg}, soit 30 pour 100 du déplacement; malgré cette légèreté, une coque ainsi construite est d'une solidité parfaite et très étanche, et cependant elle doit résister à des efforts considérables, dirigés un peu dans tous les sens.

Machinerie. — Deux moteurs Panhard-Levassor (type Paris-Berlin) à quatre cylindres chacun, force d'un moteur, 40^{chx} à 850 tours, les deux machines accouplées en tandem et liées par un embrayage magnétique, permettant aux deux moteurs de se mettre automatiquement au calage, donnant l'équilibrage parfait, changement de marche par mouvement différentiel avec deux embrayages magnétiques, l'un pour la marche avant, rendant la boîte renfermant le différentiel solidaire du moteur, l'autre freinant sur la boîte du différentiel pour la marche arrière; ces embrayages sont très pratiques, parce que la commande s'en fait à distance par un simple interrupteur. De plus, le diamètre peut être très faible, pour $80^{chx} = 0^{m},38$.

L'allumage des moteurs est électrique par bobines d'induction et accumulateurs.

Le liquide employé avec ces moteurs était l'alcool carburé.

Ligne d'arbre articulée avec butée sur billes, d'un type décrit dans ma note publiée dans le *Bulletin* de 1901.

Deux réservoirs à pression placés au milieu du bateau.

Gouvernail à roue.

Hélice à trois ailes de $0^m,70$ de diamètre, à génératrice perpendiculaire à l'axe. Pas moyen $= 0^m,800$.

Avec ces deux moteurs la vitesse du bateau était de $18^n,4$.

Les machines étant trop lourdes ($7^{kg},5$ par cheval), furent remplacées en septembre 1903 par un moteur unique à quatre cylindres en acier, toujours de Panhard et Levassor, développant 80^{chx} à 950 tours et pesant 300^{kg} avec le volant, soit $3^{kg},75$ par cheval, allumage par magnéto et carburateur Krebs automatique; le gain était sensible; mais, comme le temps avait manqué pour changer l'hélice qui ne convenait plus, la vitesse n'augmenta pas.

Pour les courses de Monaco qui viennent d'avoir lieu, j'avais fait une nouvelle hélice, d'une forme analogue à celle adoptée par notre éminent président M. Daymard, et à grande surface, suivant en cela l'idée de M. Normand; je suis du reste très heureux de déclarer ici que la constante δ de la formule de M. Normand n'est jamais inférieure à 0,7 dans les hélices à grand nombre de tours qui m'ont donné les meilleurs résultats.

Voici du reste les principales caractéristiques de cette hélice :

Puissance effective : 80 HP, soit 94^{chx} indiqués.
900 tours par minute.
Vitesse calculée : $19^n,5$.
Avance par tour : $0^m,666$.
Module $\frac{a}{2\pi} = 0^m,106$.
Diamètre $= 0^m,660$.

Pas au rayon de

mm	mm
53....	758
106....	735,4
159....	740,5
212....	751,1
265....	764,3
318....	778,8

Pas moyen : $0^m,7547$.

Recul : 11,8 pour 100.
Angle d'attaque constant sur toute la longueur de l'aile $= 2°52'$.
Rapport $\frac{P}{D} = 1,145$.
Rapport $\frac{D}{A} = 0,99$.
Surface développée des trois ailes $= 0^{m^2},1012$.
Valeur de $\delta = 0,7$.
Valeur de la constante dans la formule de Moll $= 0,00000112$.

La génératrice est inclinée de 10° sur l'arrière pour faciliter la contraction de la veine liquide; vitesse périphérique $31^m,20$, soit 3,12 fois celle du bateau.

La vitesse obtenue aux essais fut exactement celle calculée au nombre de tours prévu.

Le δ de l'ancienne hélice était de 0,457. Avec cette nouvelle hélice, la valeur du coefficient M de la formule de la Marine est de 2,80.

L'inclinaison de l'arbre porte-hélice suivant la flottaison en marche est de 9,5 pour 100.

La Rapée II.

Construit en janvier 1903.
Longueur $8^{m},00$.
Largeur $1^{m},12$.
Profondeur de carène $= 0^{m},235$.
Hauteur de bordé au milieu $= 0^{m},375$.
Déplacement en ordre de marche $= 800^{dm^3}$.
Maîtresse section $B^2 = 0^{m^2},165$.
Construction analogue à *Lutèce*, à double bordé en cèdre, bordé intérieur

Fig. 2.

La Rapée II.

transversal 3^{mm}, bordé extérieur longitudinal 4^{mm}, pont en cèdre de 5^{mm}, six membrures en acacia dans la longueur du bateau, la coque est proportionnellement plus légère que celle de *Lutèce*, puisqu'elle ne pèse que 176^{kg} soit 22 pour 100 du déplacement.

Moteur Panhard-Levassor à quatre cylindres en acier, puissance effective 28^{chx} à 900 tours, puissance indiquée 33^{chx}, changement de marche par mouvement différentiel avec embrayage à lame extensible, ligne d'arbre articulée, mais dans ce bateau il n'y a pas de palier de butée intérieur au bateau, la butée s'effectue sur un anneau de gaïac par le moyen de l'hélice ; l'usure est nulle même après une saison complète de courses.

La vitesse calculée et obtenue aux essais est de $16^{n},25$, soit 30^{km}, avec un coefficient d'utilisation de 2,78.

Voici les données principales de l'hélice à trois ailes :

Avance par tour = $0^m,555$.

Module $\frac{0,555}{2\pi} = 0^m,088$.

Diamètre = $0^m,528$.

Pas au rayon de

mm	mm
44....	630
88....	610
132....	615
176....	625
220 ...	635
264....	645

Pas moyen : $626^{mm},7$.

Angle d'attaque constant = 2°52'.

Recul = 11,3 pour 100.

Vitesse périphérique par seconde = $24^m,87$, soit 2,98 fois celle du bateau.

Rapport $\frac{P}{D} = 1,185$.

Valeur de $\delta = 0,94$.

Génératrice perpendiculaire à l'axe et arête d'attaque droite, arête de sortie en forme de spirale d'Archimède.

L'inclinaison de l'arbre porte-hélice est de 9,5 pour 100.

La Rapée III.

Construit en février de cette année spécialement pour les courses de

Fig. 3.

La Rapée III.

Monaco, même construction et mêmes échantillons que pour *Rapée II*, mais le bateau est beaucoup défendu, et d'une forme très différente, à laquelle j'ai

été amené à la suite d'études successives faites avec *Lutèce* et *Rapée II*, c'est-à-dire le *report de plus en plus sur l'arrière de la maîtresse section;* la flottaison ressemble à un fer à repasser très allongé, et la partie la plus large est l'extrémité arrière, la section milieu est sensiblement circulaire et les couples s'aplatissent rapidement en venant sur l'arrière qui est complètement plat; les sections circulaires de l'avant facilitent le soulèvement, et son arrière plat et large l'empêche de se mâter; avec un bateau ainsi tracé, la maîtresse section diminue sensiblement en marche.

Le bateau plane sur son arrière et l'eau s'échappe tangentiellement sans montrer de contraction ni succion, phénomène qui se produisait sur la *Rapée II*.

Voici quelles sont les principales caractéristiques de la *Rapée III :*

Dimensions principales.

Longueur entre perpendiculaires : L		$7^{m},880$
Longueur hors tout		8,000
Largeur au fort : l		1,250
Rapport $\frac{L}{l}$		6,433
Creux au milieu : C		0,663
Profondeur de carene : p		0,280
Tirants d'eau	à l'arrière sous l'hélice : TÆ	0,570
	à l'avant au couple 1 : TN	0,162
	au milieu : TM	0,276
Hélice	Nombre d'hélices : n	1
	Diamètre de l'hélice : d	$0^{m},567$
	Rapport $\frac{n\pi d^2}{B^2}$	5,046

Déplacement.

Volume de la carène sans appendices : V		$1^{m^3},121$
Déplacement		$1^{t},150$
Déplacement des appendices		$0^{t},008$
Déplacement total		$1^{t},158$
Surface immergée du maître couple : B^2		$0^{m^2},20$
Surface de la flottaison en charge : Σ		$7^{m^2},10$
Rapports en nombres abstraits	$\alpha = \frac{V}{L \times l \times p}$	0,4066
	$\beta = \frac{V}{B^2 \times L}$	0,7114
	$\gamma = \frac{\Sigma}{L \times l}$	0,7202
Déplacement pour 1^{cm} d'immersion		$0^{t},072$

Moteur à pétrole Panhard-Levassor à quatre cylindres en acier type $S^2 4L$. Puissance effective 40 HP à 900 tours par minute. Soupapes d'admission commandées, allumage par magnéto avec bougies, carburateur Krebs automatique, poids du moteur et de son volant 200^{kg}, alésage des cylindres $0^m,125$, course $0^m,150$. Changement de marche par mouvement différentiel avec embrayage à lame extensible, ligne d'arbres articulée, butée sur gaïac; l'inclinaison de l'arbre porte-hélice est de 12 pour 100.

La vitesse du bateau est de $18^n,4$, soit 34^{km}.

Données principales de l'hélice à trois ailes :

Diamètre : $0^m,567$.

$$\text{Pas au rayon de } \left\{ \begin{array}{ll} \overset{m}{0,0472...} & \overset{m}{0,676} \\ 0,0945... & 0,656 \\ 0,1418... & 0,660 \\ 0,1891... & 0,670 \\ 0,2364... & 0,682 \\ 0,2837... & 0,695 \end{array} \right\} \text{ Pas moyen : } 0^m,673.$$

Recul : 6,4 pour 100.

Valeur du coefficient d'utilisation M, dans la formule $V = M\sqrt[3]{\frac{F}{B^2}} = 2,98$.

La génératrice de cette hélice est perpendiculaire à l'axe, mais les ailes sont inclinées et l'arête d'attaque est droite; l'angle d'attaque est constant et est l'angle d'attaque optimum de 2°52′ préconisé par notre collègue M. Drzewiecki; la valeur du δ de la formule de M. Normand est de 0,815.

On voit que le coefficient d'utilisation a passé de 2,78 dans *Rapée II*, à 2,98 dans *Rapée III*. Comme les utilisations des moteurs et des hélices sont les mêmes, cette augmentation est *due uniquement à la modification faite aux formes*, d'autant plus que le bateau est proportionnellement moins fin, et la meilleure preuve, c'est que la *Rapée III*, déplaçant 1150^{kg} et marchant à 34^{km}, fait beaucoup moins de lames que la *Rapée II*, déplaçant 800^{kg} et marchant à 30^{km}.

Princesse Elisabeth et Titan II.

Ces bateaux ne diffèrent de la *Rapée III* que par le moteur, qui est de la maison Delahaye, et qui développe 50^{chx} à 1410 tours; il est à quatre cylindres de $0^m,135$ d'alésage et $0^m,130$ de course; les cylindres sont en fonte ordinaire au lieu d'être en acier forgé, le moteur est sensiblement plus lourd, mais le prix en est naturellement moins élevé.

La vitesse est de $34^{km},500$, soit $18^n,6$, avec un coefficient d'utilisation de 2,8 et avec un nombre de tours supérieur à 1410.

Voici les données principales de l'hélice et les résultats obtenus en marchant à 34^{km} :

Avance par tour : $0^m,402$.

	m	m	
Pas au rayon de	0,044...	0,450	Pas moyen : $0^m,4639$.
	0,088...	0,446	
	0,132...	0,454	
	0,176...	0,464	
	0,220...	0,477	
	0,264...	0,490	

Diamètre : $0^m,528$.

Rapport $\frac{P}{D} = 0,875$.

Rapport $\frac{D}{A} = 1,315$.

Module : $0^m,064$.

Surface développée d'une aile : $0^{m^2},0216$.

Valeur de $\delta = 0,63$.

Vitesse périphérique : 39^m par seconde.

Recul : 13,4 pour 100.

Ce recul, sensiblement plus élevé que celui de la *Rapée III,* est dû surtout à l'insuffisance de la constante δ, et aussi, je crois, à des ailes un peu trop épaisses.

Fig. 4.

Élisabeth.

Je fais en ce moment une nouvelle hélice pour la *Princesse Élisabeth* modifiée dans ce sens; j'en attends les meilleurs résultats, que je compte vous communiquer à la prochaine session.

Les vitesses annoncées dans cette Note pour ces bateaux ont été obtenues

non seulement aux essais sur les bases, mais en course et pendant plusieurs heures.

Résumé.

Le meeting de Monaco a démontré d'une façon complète que dès à présent le moteur à pétrole est d'un usage sûr à la mer, et que son fonctionnement est d'une régularité parfaite, même dans de mauvaises conditions; il y a évidemment encore des progrès à faire, et surtout un, je veux parler de la marche au *pétrole lampant;* son emploi devient surtout très intéressant pour les moteurs puissants, non seulement comme diminution du danger d'incendie, mais comme prix de revient du cheval-heure. Je crois savoir que la question est en ce moment à l'étude très sérieusement dans beaucoup d'usines.

Pour les bateaux de service et même les cruisers rapides, j'ai employé souvent l'hélice réversible du commandant Krebs, le distingué directeur de la Société Panhard-Levassor; j'estime que, pour ces bateaux, c'est l'appareil de manœuvre le plus sûr et le plus simple, et, grâce à la manière dont cet appareil est combiné, il n'y a aucune poussée sur la tige de commande; on fixe le levier de manœuvre près du moteur, et un seul homme peut manœuvrer facilement un bateau, même avec un moteur puissant; de plus, le changement de marche est bien plus rapide qu'en renversant le mouvement de l'arbre; cela est surtout très appréciable pour la manœuvre dans les ports.

Le moteur le plus agréable dans une embarcation est celui à quatre cylindres, parce qu'il est parfaitement équilibré, et que le couple moteur est sensiblement constant.

Un point très important à examiner dans l'élaboration d'un canot automobile, c'est de s'assurer que le moteur peut fonctionner incliné, sans quoi l'on s'expose à des mécomptes très sérieux.

Dans les bateaux décrits, les moteurs sont placés horizontalement : comme cela le graissage s'effectue d'une manière sûre et régulière.

Un autre problème va maintenant se poser aussi pour les constructeurs de moteurs : c'est la mise en route automatique pour les grosses machines, car actuellement il faut de l'habitude et un certain tour de main pour la mise en train à bras des moteurs puissants.

En ce qui concerne les hélices : grande surface, diamètre sensiblement égal au pas, *pas croissant sur la longueur de l'aile,* épaisseur aussi faible que possible, fraction de pas maximum au demi-rayon, cela m'a toujours réussi pour mes canots rapides, mais je ne le donne évidemment pas comme principe général.

Je regrette, messieurs, de ne pas pouvoir vous fournir des résultats plus détaillés, car les essais à effectuer sont inépuisables malheureusement; comme je le disais en commençant, le bateau est toujours prêt au dernier moment, et à peine est-il parti qu'il faut s'occuper de celui qui doit le battre

ÉTUDE GÉOMÉTRIQUE

SUR

DIVERSES SURFACES PROPULSIVES PAR ROTATION

COMPARÉES

A L'HÉLICOIDE GAUCHE ORDINAIRE,

PAR M. V. DAYMARD,
Ancien Ingénieur de la Marine.

Préambule.

Le problème du tracé des hélices et, en général, des propulseurs capables d'assurer le meilleur rendement à l'ensemble d'un bateau et de ses organes moteurs, s'est trouvé posé dans des conditions nouvelles par deux ordres de faits survenus récemment : d'une part, la substitution, qui tend à se répandre, de turbines motrices aux machines alternatives, et, d'autre part, l'emploi de moteurs à explosion sur les embarcations et les petits navires.

Un caractère commun à ces deux innovations est d'avoir amené des allures de rotation incomparablement plus rapides que par le passé.

Bien que les progrès et la mise au point des turbines et des appareils explosifs doivent conduire à diminuer les vitesses de rotation pratiquées au début, il semble que ces deux sortes de moteurs perdraient plus ou moins leur raison d'être s'ils ne fonctionnaient pas à un très grand nombre de tours.

Les conditions d'établissement des propulseurs se trouvent donc modifiées. Les expériences déjà faites l'ont bien prouvé; et l'on peut dire que l'emploi avantageux des turbines dépend surtout de la manière dont on détermine les dimensions, les proportions, le nombre et l'emplacement des hélices qu'elles actionnent.

En ce qui concerne les bateaux automobiles munis de machines à explosion, l'Exposition du Grand-Palais, en décembre dernier, nous a montré beaucoup de variété, quelquefois même d'excentricité, au moins apparente, dans leurs appareils propulseurs.

Toutefois, comme l'expérience est la grande maîtresse en architecture

navale, et que les essais et retouches sont relativement faciles sur les petits bateaux, il était permis de se demander si certains propulseurs paraissant étranges et critiquables à des praticiens habitués aux types d'hélices ordinairement employés, ne remplissaient pas cependant les conditions d'un rendement satisfaisant et n'étaient pas susceptibles de donner quelques enseignements utiles.

Les résultats fournis par un propulseur ne dépendent pas seulement de sa face dite *active,* mais de l'ensemble du corps rotatif qu'il constitue; son volume, sa face dorsale, sa finesse plus ou moins grande aux arêtes d'entrée et de sortie, etc., jouent dans l'utilisation un rôle important qui se superpose à celui des éléments qu'on considère le plus ordinairement, c'est-à-dire le pas, le rapport du pas au diamètre, etc.

Cependant la nature et la génération de la face propulsive restent d'une importance capitale, et il était intéressant de commencer pour les propulseurs dont nous parlons par en comparer les éléments géométriques avec ceux que présentent les hélices ordinaires.

Pour certains de ces propulseurs, leur bizarrerie ne réside que dans le contour des ailes, dont la face propulsive ne s'écarte pas de l'hélicoïde; mais, pour d'autres, la surface même des ailes est réellement engendrée d'une façon différente.

Dans cette dernière catégorie, nous avons examiné les principaux types suivants :

1° Les propulseurs dont les ailes ont une forme et une génération se rapprochant de celles des ailes de moulins à vent (genre paraboloïde hyperbolique, avec variante conoïde);

2° Les propulseurs dont les ailes sont constituées simplement par des portions de plan oblique sur l'axe;

3° Enfin, les propulseurs dont les ailes, tordues un peu au hasard en apparence, présentent des surfaces coniques à base d'hélice.

Nous avons cherché quels pouvaient être aux différents points de ces surfaces le pas et la loi de variation de ce pas, soit dans le sens du rayon, soit dans le sens du travers des ailes.

Pour cela nous nous sommes servi du principe que nous avions déjà employé pour l'étude des résultats de la rotation d'une aile d'hélice dans son moyeu [1], principe qui n'est que l'extension aux surfaces de celui qu'on applique quand on considère une courbe quelconque tracée sur un cylindre comme composée d'éléments hélicoïdaux, et qu'on peut formuler comme il suit :

Étant donnée une surface quelconque, continue, tournant autour d'une droite axiale OZ, *il y a en chaque point, ou élément de cette surface, un pas*

---

[1] *Bulletin de l'Association Technique Maritime*, 1895, p. 67.

déterminé P *dont la valeur est égale à* $2\pi R \tang \alpha$, R *étant la distance de ce point à l'axe et* α *l'angle, en ce même point, de la tangente à l'intersection de la surface par le cylindre* (*ayant* OZ *pour axe et un rayon égal à* R) *avec la tangente à la section droite de ce même cylindre.*

Dans l'hélicoïde ordinaire (*surface de vis à filet carré*), α et R sont variables, mais le produit $R \tang \alpha$ est constant, et il en est de même du pas P.

Lorsque la surface est quelconque, le pas est susceptible de varier d'un point à un autre. Pour l'obtenir en un point arbitraire situé à une distance R de l'axe, il suffira de déterminer en ce point l'angle α défini ci-dessus, et l'on aura le pas cherché : $P = 2\pi R \tang \alpha$.

Voici le résumé des résultats auxquels nous a conduit l'application de cette méthode aux divers types de propulseurs indiqués plus haut.

I. — Propulseurs dans le genre des ailes de moulin à vent.

La surface dans laquelle est taillée une aile de cette espèce s'obtient de la manière suivante (*voir* figures 1, 2 et 3, projections sur trois plans rectangulaires coordonnés, et figure 4, vue perspective) :

Une droite O'A' (correspondant au *bras* de l'aile de moulin), et que, pour

Fig. 1.

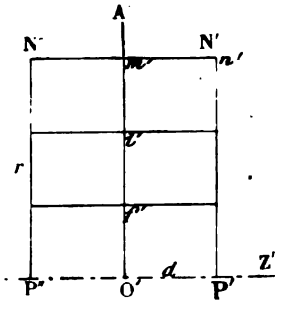


Fig. 3.

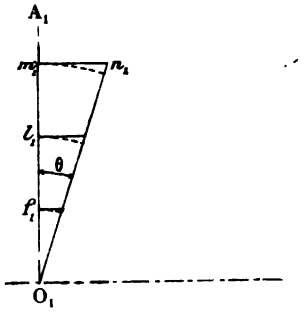
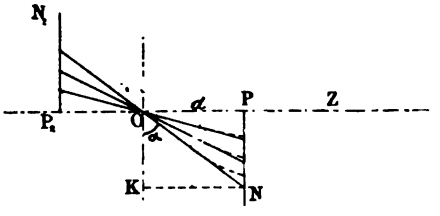


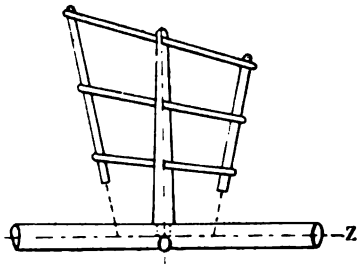
Fig. 2.



faciliter les explications, nous supposons verticale (*fig.* 1), est menée perpendiculairement à l'axe de rotation OZ, O'Z'.

Une autre droite PN, P'N' est perpendiculaire aussi sur OZ qu'elle rencontre au point P tel que $OP = O'P' = d$, est en même temps inclinée par rapport à O'A' d'un angle θ qui se voit en vraie grandeur sur la figure 3.

Fig. 4.



La surface est engendrée en faisant glisser sur les deux droites (O, O'A') et (PN, P'N'), considérées comme directrices, une génératrice rectiligne telle que (ON, $m'n'$) correspondant aux *lattes* de l'aile de moulin, qui reste en même temps parallèle au plan horizontal.

Si on limite les portions de génératrices d'un côté à (PN, P'N') et de l'autre à (P_2N_2, P''N'') symétrique relativement à l'axe, on réalise la figure d'une aile de moulin à vent (*fig.* 4).

La surface générale ainsi obtenue n'est autre d'ailleurs que le paraboloïde hyperbolique ou *plan gauche* ayant son centre en O et dont il est facile d'établir l'équation.

Avant de découper une aile dans cette surface, voyons quel est le pas de ses divers éléments lorsqu'on la fait tourner autour de OZ.

Cherchons d'abord le pas le long de O'A'.

Soient m' un point pris à une distance arbitraire de O. $O'm' = r$ et $m'n'$, m_1n_1, ON les trois projections de la génératrice passant par ce point.

Le pas en m' est :

$$P = 2\pi r \operatorname{tang}\alpha, \tag{1}$$

α étant en ce point l'angle de la tangente à l'intersection de la surface par le cylindre de rayon r (tangente qui est la génératrice elle-même projetée en $m'n'$ et ON) avec la tangente à la circonférence de rayon r.

Cette dernière tangente, perpendiculaire au plan de la figure 1, s'y projette en m'; elle est dans le même plan horizontal que la génératrice $m'n'$ et se projette sur la figure 2 suivant OK; l'angle α est lui-même projeté en vraie grandeur; c'est l'angle KON = PNO.

On voit dans le triangle OPN (*fig.* 2 et 7) que

$$\operatorname{tang}\alpha = \frac{OP}{PN} = \frac{d}{PN},$$

et dans le triangle $O_1 m_1 n_1$ (*fig.* 3 et 6) que

$$m_1 n_1 = r \operatorname{tang} \theta;$$

or $m_1 n_1 = PN$, donc $\operatorname{tang} \alpha = \frac{d}{r \operatorname{tang} \theta}$.

Portant cette valeur de $\operatorname{tang} \alpha$ dans la formule (1) on obtient

$$P = 2\pi r \times \frac{d}{r \operatorname{tang} \theta} = \frac{2\pi d}{\operatorname{tang} \theta};$$

r disparaît; P ne dépend donc que de d et de θ, et reste constant tout le long de O'A', comme si cette droite était une génératrice de l'hélicoïde ayant pour axe OZ et un pas P égal à $\frac{2\pi d}{\operatorname{tang} \theta}$; d'où il résulte aussi $\frac{P}{2\pi} = \frac{d}{\operatorname{tang} \theta}$.

Les génératrices du paraboloïde menées par les différents points de O'A', m', l', f', ... sont donc tangentes aux hélices intersections de l'hélicoïde par les cylindres de rayon $O'm'$, $O'l'$, $O'f'$, ... et leurs projections sont tangentes en O, en m', n', l', f', ..., en m_1, l_1, f_1, ... aux projections de ces hélices, c'est-à-dire aux sinusoïdes telles que $m'E'S'$..., OES... et aux circonférences telles que $m_1 E_1 S_1$ (*fig.* 5, 7 et 6).

Fig. 5.

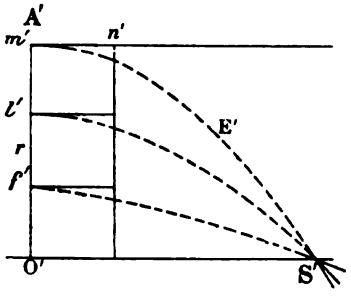
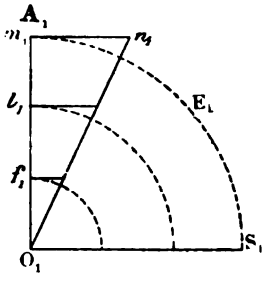


Fig. 6.



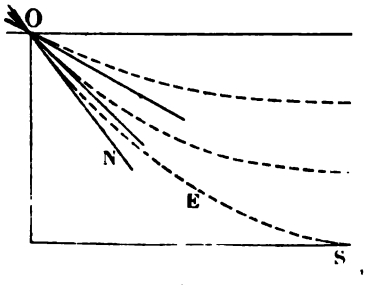


Fig. 7.

Comme les droites tangentes aux hélices (et aux sinusoïdes en leurs points d'inflexion) sont en même temps sécantes, et par suite *osculatrices à* ces courbes, on voit qu'il existe en O et tout le long de O'A', génératrice com-

mune et intersection des deux surfaces, un contact de deuxième ordre entre notre paraboloïde et l'hélicoïde ayant un pas égal à $\frac{2\pi d}{\tang\theta}$.

Les deux surfaces étant osculatrices suivant O'A', il en résulte que le paraboloïde doit, comme nous l'avons trouvé, avoir le même pas que l'hélicoïde tout le long de cette droite.

La relation qui existe entre les deux surfaces peut se mettre en évidence sous une autre forme. Remarquons pour cela qu'on obtiendrait le même paraboloïde (avec le même pas le long de O'A'), si, au lieu de PN, on prenait comme seconde directrice une autre droite perpendiculaire à l'axe, le rencontrant à une distance quelconque de O égale à z et faisant avec O'A' un angle variable ω, à la condition que $\frac{z}{\tang\omega}$ soit une constante égale à

$$\frac{d}{\tang\theta} = \frac{P}{2\pi}.$$

Si parmi ces droites nous considérons celle pour laquelle $\tang\omega = 1$, c'est-à-dire celle qui est inclinée à 45° sur O'A' et si nous appelons a la valeur particulière correspondante de z, nous aurons

$$a = \frac{P}{2\pi};$$

a est ainsi ce qu'on appelle quelquefois le *pas réduit* d'une hélice.

On pourra donc, en choisissant convenablement a, fixer comme on le voudra le pas commun le long de O'A', puisque $P = 2\pi a$.

Nous venons de dire que toutes les droites perpendiculaires à OZ rencontrant cet axe à une distance quelconque z en ayant sur O'A' une inclinaison variable ω, mais telle que

$$\frac{z}{\tang\omega} = a \quad \text{ou} \quad z = a\tang\omega \quad \text{ou} \quad z = \frac{P}{2\pi}\tang\omega,$$

sont situées sur la surface du paraboloïde. Elles constituent le deuxième système de génératrices dont chacune rencontre toutes celles de l'autre système, telles que $m'n'$, ON (*fig.* 1 et 2).

Cette remarque nous permet de donner du paraboloïde hyperbolique équilatère la définition suivante, qui met bien en évidence sa parenté avec l'hélicoïde :

Le paraboloïde hyperbolique équilatère est engendré par une ligne droite tournant autour d'un axe fixe en lui restant perpendiculaire et en se déplaçant le long de cet axe de quantités proportionnelles aux tangentes trigonométriques *des angles dont elle tourne.*

L'équation de la surface peut ainsi prendre la forme

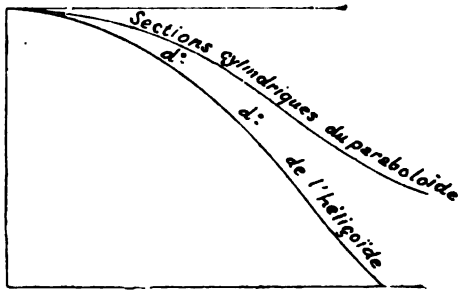
$$Z = a \operatorname{tang} \omega,$$

alors que pour l'hélicoïde elle est : $Z = a\omega$.

Pour de petits angles, la tangente et l'arc diffèrent peu, et les deux surfaces s'écartent peu l'une de l'autre; pour des angles infiniment petits, elles se confondent : il y a osculation et identité de pas.

Si l'on recherche maintenant pour des valeurs finies de ω, c'est-à-dire lorsqu'on s'éloigne de O'A' sur l'une et l'autre surface, comment le pas, qui reste partout le même sur l'hélicoïde, se modifie sur le paraboloïde, on trouve

Fig. 8.



que, sur cette dernière surface, le pas augmente avec ω, qu'il est constant pour une même valeur de ω, autrement dit tout le long d'une génératrice et qu'il a pour expression

$$P' = P(1 + \operatorname{tang}^2 \omega), \tag{2}$$

P étant le pas le long de la génératrice initiale O'A' (pour laquelle $\omega = 0$). Cette formule est démontrée analytiquement un peu plus loin et la note annexe n° 1 en donne une démonstration purement géométrique (p. 194 et suiv.).

Comme à chaque valeur de ω correspond une des génératrices du système rencontrant l'axe, il est facile, en appliquant la formule (2) et au moyen d'une table des tangentes, d'obtenir le pas correspondant à diverses valeurs données de ω.

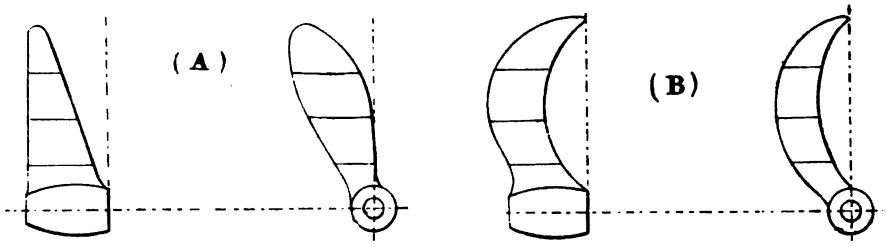
Si donc on trace sur les plans de projection, et avec ces indications, un certain nombre de génératrices angulairement équidistantes comme cela se fait pour préparer le canevas d'une aile hélicoïde, il devient facile sur la surface ainsi représentée par ses projections de découper une aile remplissant certaines conditions de variation de pas en long et en travers.

Par exemple : la figure (A) correspond à une aile à pas croissant à la fois dans le sens de la largeur et dans le sens du rayon; la figure (B) à une aile à pas croissant dans le sens du travers, mais décroissant à partir de la mi-hauteur, aussi bien du côté de l'axe que du côté du bord.

S'il était possible de déterminer ainsi l'aile que l'on a en vue, on pourrait

trouver dans la propriété de la surface paraboloïde d'avoir deux séries de génératrices rectilignes un avantage appréciable pour la facilité d'exécution et de vérification.

Fig. 9.



Disons toutefois que la loi de variation du pas proportionnellement à $(1 + \tang^2\omega)$ ne laisse que peu de souplesse à la surface paraboloïde et rendrait souvent difficile, sans la modifier un peu, d'obtenir exactement les variations de pas qu'on pourrait désirer [1].

Variante conoïde. — Les résultats constatés sur le paraboloïde qui présente des pas assez rapidement croissants quand on s'éloigne notablement de la génératrice initiale et cela en vertu de la loi de génération $z = a \tang\omega$, alors que pour l'hélicoïde $(z = a\omega)$ les pas sont constants, nous a donné l'idée d'envisager une troisième surface engendrée d'une façon analogue mais pour laquelle le déplacement le long de l'axe croîtrait moins vite que l'angle de rotation et serait proportionnel au sinus de cet angle, et pour laquelle par suite on aurait

$$Z = a \sin\omega.$$

Pour cette troisième surface (qui est un conoïde à base circulaire), on trouve, en appliquant la même méthode à la recherche du pas aux différents points, des résultats analogues à ceux du paraboloïde, sauf que le pas au lieu d'augmenter va en diminuant de part et d'autre de la génératrice initiale. Le pas est également constant tout le long de cette génératrice (soit P sa valeur); le long d'une autre génératrice inclinée relativement à celle-ci d'un angle ω, le pas P′ est aussi constant et sa valeur est reliée à P par la relation

$$P' = P \cos\omega. \tag{3}$$

Remarquons que pour les deux surfaces le pas est donné par la dérivée de la fonction qui exprime le déplacement sur l'axe en fonction du déplacement angulaire.

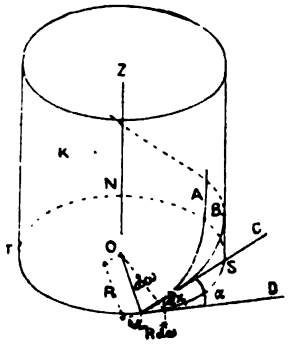
---

[1] On obtiendrait des variations mieux graduées avec des surfaces de la forme $z = a \tang \frac{1}{2}\omega$ et, en général, $z = n \tang \frac{\omega}{n}$, mais on n'aurait plus l'avantage des deux séries de génératrices rectilignes.

C'est là une règle générale et l'on pourrait prendre comme *définition du pas réduit,* en un point quelconque M d'une surface ayant une équation de la forme $z = \varphi(\rho, \omega)$, la valeur de la dérivée $\varphi'(\rho, \omega)$ pour ce point.

En effet, soit R la distance du point M à l'axe de rotation; nous savons que, si P′ est le pas au point M, on a $\frac{P'}{2\pi} = R \operatorname{tang} \alpha$. Or, en considérant le cylindre de rayon R concentrique à l'axe, son intersection A avec la surface et sa sec-

Fig. 10.



A, intersection de la surface par le cylindre K (de rayon R);
B, hélice tangente en M à la courbe A et tracée sur le cylindre K;
C, droite tangente en M au cylindre K et aux courbes A et B:
NTMS, section droite du cylindre passant par le point M;
MD, tangente à la section droite du cylindre.

tion droite passant par le point M, on voit que la valeur de $\operatorname{tang} \alpha$ est $\frac{dz}{R\, d\omega}$, d'où

$$R \operatorname{tang} \alpha = \frac{dz}{d\omega}, \qquad \text{or} \qquad \frac{dz}{d\omega} \cos \varphi'(\rho, \omega),$$

donc

$$R \operatorname{tang} \alpha = \frac{P'}{2\pi} = \varphi'(\rho, \omega).$$

Pour le paraboloïde, $\varphi(\rho, \omega) = a \operatorname{tang} \omega$ et $\varphi'(\rho, \omega) = a(1 + \operatorname{tang}^2 \omega)$, il en résulte :

$$P' = 2\pi a(1 + \operatorname{tang}^2 \omega).$$

Si l'on appelle P la valeur particulière de P′ lorsque $\omega = 0$, c'est-à-dire lorsque le point M est situé sur la génératrice initiale $P = 2\pi a$, on a donc

$$P' = P(1 + \operatorname{tang}^2 \omega). \qquad \text{C. Q. F. D.}$$

II. — Ailes formées par des surfaces planes obliques sur l'axe de rotation.

Prenons maintenant comme surface propulsive une portion d'un plan ROS oblique sur l'axe OZ. Cette disposition est assez répandue dans les canots

automobiles, parce que, entre autres avantages, elle présente celui de bien se prêter à la réversibilité.

Établissons comme précédemment les trois projections d'une aile, en prenant pour ligne milieu de cette aile la verticale O, O'A', O_1A_1 perpendiculaire à OZ (*fig.* 12) et menée dans le plan oblique par le point O où il est ren-

Fig. 11. Fig. 13.

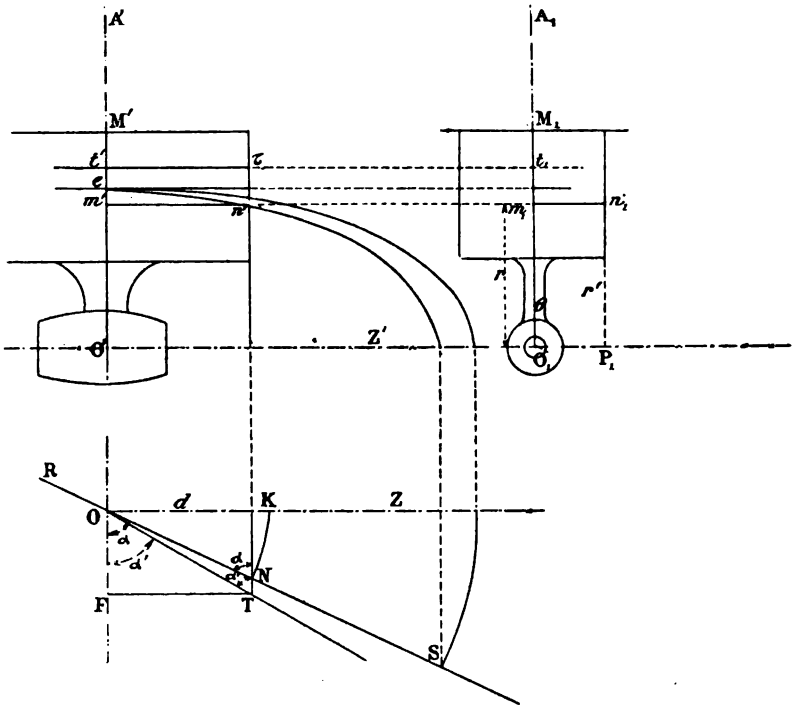


Fig. 12.

contré par l'axe. Soient ROS la trace horizontale du plan propulseur, OF celle d'un plan perpendiculaire à l'axe, α l'angle de ces deux plans $\alpha =$ SOF et en menant par le point K (quelconque) de OZ un autre plan perpendiculaire à cet axe et ayant pour trace la droite KNT, le point N étant à l'intersection de KT et de OS, on a aussi $\alpha =$ KNO.

Les intersections du plan propulseur ROS par des cylindres droits concentriques à OZ sont des ellipses semblables entre elles projetées sur la figure 11 suivant d'autres ellipses ayant même axe vertical que les précédentes, et sur la figure 13 suivant une série de circonférences.

Le long de O'A', O_1A_1 le pas en un point quelconque $m'm_1$ est proportionnel à la distance r de ce point à l'axe OZ et égal (par définition) à $2\pi r \tang\alpha$,

$$P = 2\pi r \tang\alpha,$$

de sorte que, si le pas au bord de l'aile en M à la distance $OM = R$ est P_1, on aura

$$P_1 = 2\pi R \tang \alpha$$

et pour le point quelconque $m'm_1$ à la distance r

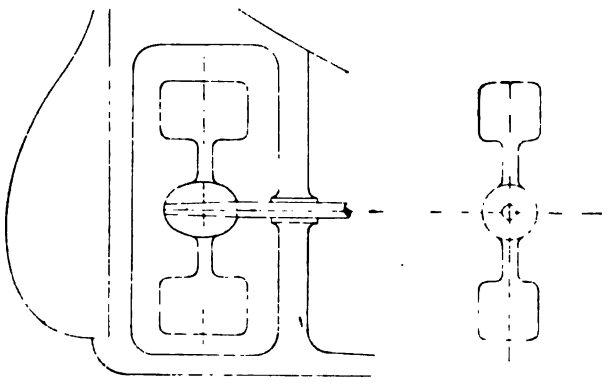
$$P = P_1 \times \frac{r}{R}.$$

Si maintenant l'on recherche en dehors de la droite $(O'A', O_1A_1)$ comment le pas est modifié pour un point quelconque (N, n', n_1) du plan propulseur, on trouve (*voir* la démonstration à la Note n° 2, p. 196 et suiv.) que le pas en ce point est le même que pour le point de la droite $(O'A', O_1A_1)$ situé à la même hauteur au-dessus du plan horizontal passant par l'axe, autrement dit que *le pas reste constant tout le long d'une perpendiculaire au rayon.*

On conclut de cette propriété des ailes planes que les lieux des pas constants sur le plan des figures 11 et 13 sont des horizontales, c'est-à-dire des perpendiculaires à $O'A'$, O_1A_1, $m'n'$ et m_1n_1.

Si donc on limite une aile plane entre deux perpendiculaires au rayon peu distantes l'une de l'autre, ce qui peut se faire soit en prenant un gros moyeu, soit en reliant l'aile à l'axe par l'intermédiaire d'une tige, on obtiendra un

Fig. 14.



propulseur dans lequel avec un pas moyen déterminé on obtiendra des différences de pas assez réduites pour que les inconvénients de ces différences puissent être suffisamment compensés par les avantages spéciaux aux ailes planes : grande finesse possible des arêtes d'entrée et de sortie, facilité de réversibilité, symétrie des deux faces, simplicité d'exécution, etc.

La constance du pas suivant les perpendiculaires au rayon nous explique la forme, plus ou moins semblable à celle d'un pavillon ou d'un T, que l'expérience a conduit à donner assez souvent aux ailes planes (*fig.* 14).

III. — Propulseur présentant une surface conique à base d'hélice.

Dans les plans de projections établis comme précédemment, OZ et O'Z' étant les projections de l'axe de l'arbre, considérons la surface engendrée par une ligne droite passant constamment par le point O tout en glissant sur une hélice tracée sur un cylindre concentrique à OZ et de rayon $O'A' = R$.

Les projections de l'hélice sont les deux sinusoïdes OEK (*fig.* 16), A'E'K' (*fig.* 15) et la circonférence $A_1 A_2 A_3 \ldots$ (*fig.* 17).

Fig. 15. Fig. 17.

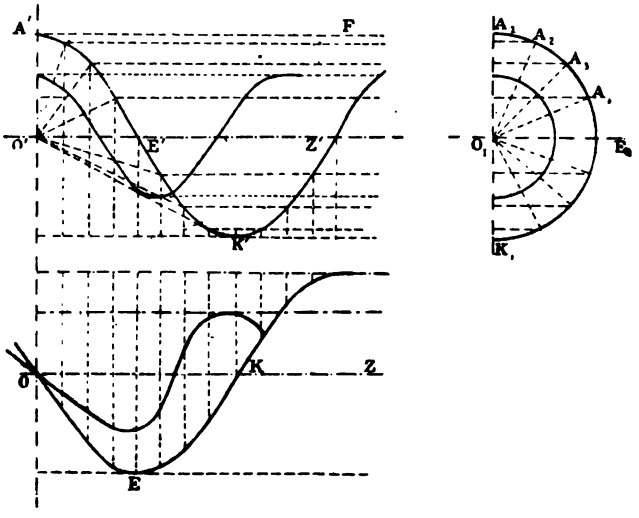


Fig. 16.

La surface ainsi obtenue est le cône à base hélicoïdale parfois employé comme surface propulsive, et qui a été notamment proposé et appliqué en 1880 sur le remorqueur la *Marie-Jeanne* par M. Gravier, chef mécanicien à la Compagnie Transatlantique.

Le pas en chaque point de cette surface se trouve déterminé en vertu des deux propositions suivantes :

1° Sur le cylindre de rayon R tous les points de l'hélice directrice appartenant à la surface, en chacun d'eux le pas est égal à P;

2° L'intersection de la surface par tout autre cylindre de rayon quelconque r concentrique au premier est aussi une hélice, mais ayant un pas différent dont la valeur est égale à

$$P \times \frac{r}{R},$$

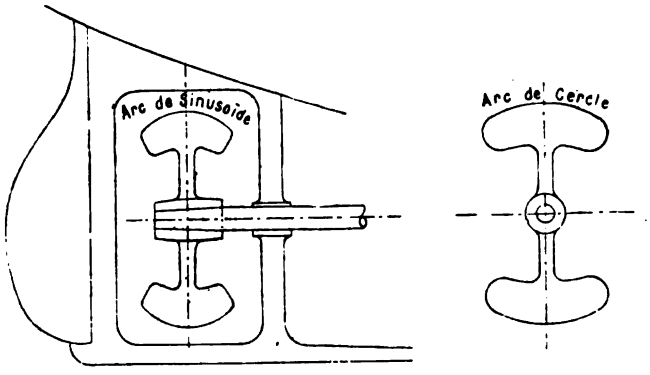
et ce pas est celui de tous les points de la surface appartenant à l'intersection considérée (1).

Il résulte de ces propositions que les lieux des pas constants sont en projection des circonférences sur le plan de la figure 17 et des sinusoïdes sur les plans des figures 15 et 16.

Comme les pas sont proportionnels aux rayons, il sera facile, en se donnant le pas P sur l'un des lieux, d'inscrire sur les projections des autres lieux les pas correspondants, ce qui permettra comme précédemment de tracer sur ces projections les contours d'une aile où les pas seront répartis d'une manière que l'on aura choisie.

Cette répartition sera semblable à celle du plan oblique dans le sens du rayon, mais en différera dans le sens du travers.

Fig. 18.



Pour avoir des ailes ne présentant pas de trop grandes variations de pas, on devrait, si l'on emploie la surface conique, limiter, sur la projection transversale, la partie utilisée, entre deux arcs de cercle dont les rayons ne différeraient pas trop entre eux... (entre deux arcs de sinusoïdes sur le plan longitudinal).

Observations générales. Conclusion.

Les propriétés des surfaces que nous avons examinées, en ce qui concerne les pas, les diverses sections et leurs projections, peuvent s'établir par l'Analyse mathématique; toutefois, dans des Notes annexes, nous avons donné, relativement aux lois de variation du pas, des démonstrations purement géométriques qui sont peut-être de nature à mieux satisfaire certains esprits.

Nous donnons ci-dessous comme résumé de nos recherches analytiques un

(1) *Voir* la démonstration à la Note n° 3.

Tableau comparatif faisant connaître les équations en coordonnées rectilignes et en coordonnées polaires des surfaces en question.

Voici, avec les axes tels que nous les avons placés au cours de l'exposé qui précède, les équations des cinq surfaces considérées :

SURFACES.	(A) COORDONNÉES RECTILIGNES (ORTHOGONALES).	(B) COORDONNÉES POLAIRES. $\left\{ \begin{array}{l} x = \rho \cos \omega \\ y = \rho \sin \omega \end{array} \right\}$
Hélicoïde.....	$y = x \operatorname{tang} \frac{z}{a}$	$z = a\omega$
Paraboloïde.....	$y = x \frac{z}{a}$	$z = a \operatorname{tang} \omega$
Conoïde (à base circulaire).....	$y = \frac{z}{a} \sqrt{x^2 + y^2}$	$z = a \sin \omega$
Cône hélicoïde.....	$y = x \operatorname{tang} \frac{z}{a} \times \frac{\sqrt{x^2 + y^2}}{R}$	$z = a \frac{\rho}{R} \omega$
Plan oblique (aile plane).	$y = \frac{z}{a}$	$z = a \rho \sin \omega$

Ces équations permettront de rechercher et de comparer les propriétés de ces différentes surfaces, leurs sections planes ou cylindriques, les profils de ces sections, la loi de variation de leur pas lorsqu'elles tournent autour de l'axe des z, etc., etc. Les résultats obtenus reproduisent ceux que donne la Géométrie pure.

Nous répéterons qu'en exposant les propriétés des quatre dernières de ces surfaces *nous n'avons nullement entendu recommander leur substitution à l'hélicoïde.*

Nous pensons au contraire que, malgré son imperfection naturelle comme propulseur et toute décevante qu'elle puisse être, parfois, dans cet emploi, la surface hélicoïdale reste *le point de départ* le plus commode pour le tracé des ailes, et qu'elle doit pouvoir conduire au rendement le plus élevé possible, si l'on choisit bien tous ses éléments, et si, pour tenir compte de certaines particularités, on ne craint pas de la modifier quelque peu, en s'écartant dans une certaine mesure de l'uniformité du pas.

En ce qui concerne le choix des éléments tels que : fraction de pas ou plutôt surfaces projetées ou développées, rapport du pas au diamètre, forme de l'extrados, angles aux arêtes d'entrée et de sortie, vitesse circonférentielle, etc., il a été beaucoup dit et écrit, sans que le sujet soit épuisé. Ce n'est pas le moment de le traiter dans cette note. J'appellerai seulement l'attention sur le rapport du pas au diamètre pour faire remarquer que l'importance, qu'on ne saurait nier, de la valeur de ce rapport est très variable cependant suivant la répartition de la surface de l'aile dans le sens du rayon.

Dans ces derniers temps, et peut-être un peu par suite des conditions nouvelles auxquelles nous faisions allusion en commençant, les ingénieurs et les spécialistes en fait d'hélices sont entrés plus hardiment que par le passé dans la voie consistant à faire varier le pas des ailes surtout *dans le sens de la longueur*. Les résultats obtenus sont plutôt encourageants.

Nous avons encore toutefois à recevoir bien des enseignements de l'expérience, spécialement pour les allures de rotation ultra-rapides. Il est permis d'espérer que la navigation automobile nous en fournira sa part. Il est donc tout à fait naturel que notre Association y prenne le vif intérêt dont elle a donné la preuve dans la présente session.

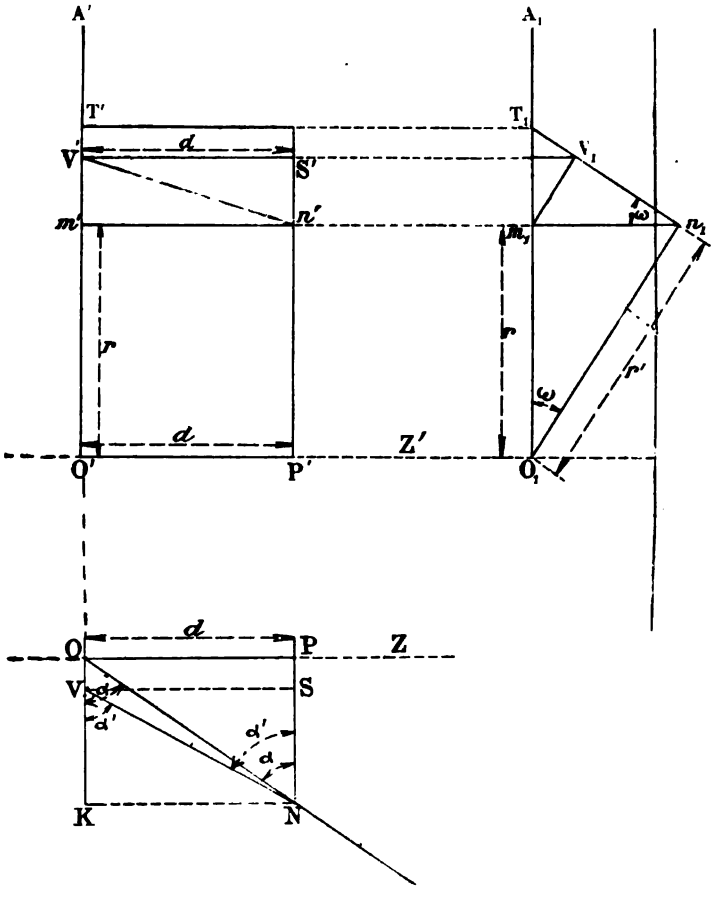
NOTE N° 1

DÉMONSTRATION GÉOMÉTRIQUE DE LA FORMULE $P' = P(1 + \tang^2 \omega)$ RELATIVE AUX SURFACES DU GENRE PARABOLOÏDE.

Il a été établi dans le courant du mémoire (p. 183) que le long de la droite O'A', O_1A_1 génératrice initiale (et appartenant au système qui rencontre l'axe de rotation), le pas est constant et égal à celui de l'hélicoïde osculateur

$$P = 2\pi a,$$

Fig. 19.



a étant la distance du point O à la génératrice du même système, qui est inclinée à 45° relativement à (O'A', O_1A_1).

Nous cherchons maintenant sur la surface du paraboloïde, en un point quelconque

(N, n', n_1) pris en dehors de la génératrice initiale, quel est le pas P' en comparaison avec le pas (égal à P) au point (O. m'. m_1) situé sur O'A' à la même hauteur.

Menons par le point (N, n', n_1) les deux génératrices de systèmes différents du paraboloïde, leurs projections seront respectivement

$$\text{NO}, \quad n'm', \quad n_1 m_1$$

et

$$\text{NP}, \quad n'\text{P}', \quad n_1 \text{O}_1.$$

Soient :

r la distance O'm' ;
ω l'angle $n_1 \text{O}_1 m_1$;
d la distance OP = O'P' = NK ;

on aura

$$\text{PN} = \text{OK} = m_1 n_1 = r \operatorname{tang} \omega.$$

Le pas en (O, m', m_1) est $\text{P} = 2\pi r \operatorname{tang} \alpha$, α étant, ainsi que nous l'avons vu, l'angle projeté en vraie grandeur suivant PNO ou NOK.

Le pas en (N$n'n_1$) est $\text{P}' = 2\pi r' \operatorname{tang} \alpha'$, en appelant r' le rayon $\text{O}_1 n_1$ (*fig.* 3) dont la valeur $r' = \dfrac{r}{\cos \omega}$ et α' l'angle que font entre elles, au point considéré, la tangente à la section droite du cylindre de rayon r' et la tangente à l'intersection du paraboloïde par ce cylindre.

Ces deux tangentes se projettent sur le plan transversal, ensemble suivant $n_1 \text{T}_1$ trace du plan tangent au cylindre, et sur le longitudinal, séparément suivant n'S', m'V'.

La dernière rencontre le plan KO, O'A' au point V, V', V_1 qu'on obtient en menant par ($m'm_1$) (perpendiculairement au plan tangent au cylindre) un plan dont la trace sur le plan transversal est $m_1 \text{V}_1$ (*fig.* 3) et la trace sur le plan tangent lui-même, l'horizontale V'S'.

La droite $m'm_1$, V'V_1 est parallèle dans l'espace à la génératrice $\text{O}_1 n_1$ et, par suite, est comprise dans le plan tangent au paraboloïde, le point V'V_1 appartient donc à la tangente à l'intersection de cette surface avec le cylindre ; S'V_1 appartient à la tangente à la section droite, par suite, les deux longueurs

$$n_1 \text{V}_1 = m_1 n_1 \cos \omega$$

et

$$\text{VS} = d$$

sont en vraie grandeur les deux côtés de l'angle droit d'un triangle rectangle (situé sur le plan tangent) dans lequel l'angle opposé à V'S' est l'angle α' cherché.

Pour rabattre ce triangle horizontalement et le projeter en vraie grandeur sur la figure 3, il suffit de prendre

$$\text{KV} = \text{NS} = n_1 \text{V}_1 = n_1 m_1 \cos \omega,$$

et de joindre NV,

$$\alpha' = \text{PNV} = \text{NVK}.$$

Les deux triangles rectangles PNO, SNV donnent

$$d = \text{SN} \operatorname{tang} \alpha'.$$
$$d = \text{BN} \operatorname{tang} \alpha ;$$

d'où

$$\operatorname{tang}\alpha' = \operatorname{tang}\alpha \times \frac{PN}{SN} = \operatorname{tang}\alpha \frac{n_1 m_1}{n_1 m_1 \cos\omega},$$

ou

$$\operatorname{tang}\alpha' = \frac{\operatorname{tang}\alpha}{\cos\omega}.$$

Nous avons déjà

$$r' = \frac{r}{\cos\omega},$$

remplaçant dans P'. r' et $\operatorname{tang}\alpha'$ par leurs valeurs, il vient

$$P' = \frac{2\pi r \operatorname{tang}\alpha}{\cos^2\omega} = \frac{P}{\cos^2\omega},$$

r, r' et d disparaissent ; P' ne dépend donc que de P et de ω.

Remarquant que

$$\frac{1}{\cos^2\omega} = (1 + \operatorname{tang}^2\omega),$$

on a finalement

$$P' = P(1 + \operatorname{tang}^2\omega).$$ C. Q. F. D.

NOTE N° 2.

DÉMONSTRATION GÉOMÉTRIQUE DE LA PROPRIÉTÉ DES AILES PLANES OBLIQUES SUR L'AXE DE PRÉSENTER UN PAS CONSTANT SUIVANT UNE PERPENDICULAIRE AU RAYON [1].

Soient ROS la trace horizontale du plan propulseur, OF celle d'un plan perpendiculaire à l'axe, α l'angle de ces deux plans α = SOF et, en menant par le point K (quelconque) de OZ un autre plan perpendiculaire à cet axe, α = KNO.

Les intersections du plan propulseur ROS par des cylindres droits concentrés à OZ sont des ellipses semblables entre elles projetées sur la figure 1 suivant d'autres ellipses ayant même axe vertical que les précédentes et sur la figure 3 suivant une série de circonférences.

Soit $O'A'O_1A_1$ (*fig.* 1, 2 et 3) la droite perpendiculaire à l'axe de rotation menée dans le plan oblique par le point où il coupe cet axe.

Cherchons d'abord le pas aux différents points de O'A'.

Tout le long de cette droite, les tangentes aux ellipses (sections des divers cylindres) sont des droites horizontales se projetant sur la figure 2 parallèlement à elles-mêmes suivant OS, et faisant toutes, avec les sections droites des cylindres, des angles égaux à α.

Pour un point $m'm_1$, situé à une hauteur quelconque $r = o'm' = o_1m_1$ au-dessus du plan horizontal, le pas $P = 2\pi r \operatorname{tang}\alpha$ (*par définition*), $\operatorname{tang}\alpha$ étant constant et r variant

---

[1] *Voir* page 188 du Mémoire.

de zéro à R. Si l'on appelle R la distance à l'axe du bord de l'aile au milieu en M, et P le pas en M, le pas P au point m' sera

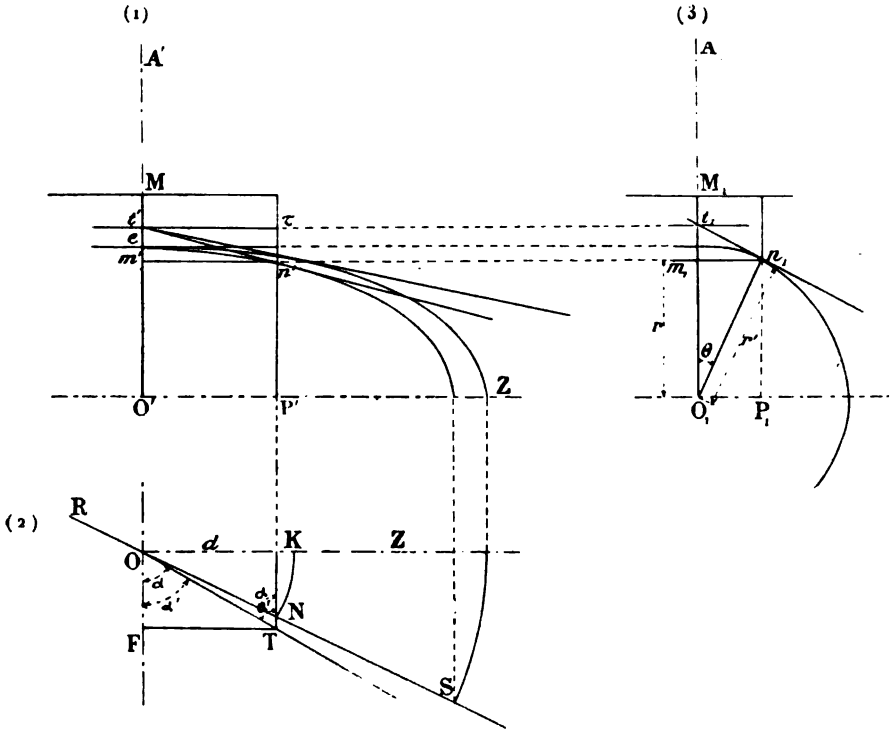
$$P = P \times \frac{r}{R},$$

r étant la distance $o'm'$.

Prenons maintenant un point quelconque $(N, n'n_1)$ du plan propulseur situé à la hauteur

$$P'n' = o'm' = P_1 n_1 = r$$

Fig. 20.



au-dessus du plan horizontal et à la distance

$$OK = O'P' = m'n' = d$$

du plan OF, r et d étant arbitraires, et cherchons le pas en ce point $(N, n'n_1)$.

Menons, dans le plan propulseur, l'horizontale $(NO, n'm', n_1m_1)$ perpendiculaire, par conséquent, sur O'A' et la verticale $(N, n'P', n_1P_1)$, qui est projetée en vraie grandeur sur les figures 1 et 3.

La figure 3 montre aussi en vraie grandeur la distance n_1O_1 du point (N, n', n_1) à l'axe de rotation.

Soient : r' cette distance et θ l'angle $n_1o_1m_1$, on a

$$r' = \frac{r}{\cos\theta}.$$

Considérons l'ellipse trace du plan propulseur sur le cylindre de rayon r'; soit α' l'angle au point (N, n', n_1) de la tangente à cette ellipse avec la tangente à la section droite du cylindre, le pas P en ce point sera :

$$P' = 2\pi r' \operatorname{tang} \alpha'.$$

Nous connaissons déjà $r' = \frac{r}{\cos\theta}$; cherchons α'.

Pour cela, menons par le point $(N, n' n_1)$ le plan tangent au cylindre de rayon r', ses traces sur les figures 1 et 3 seront les droites $n_1 t_1$ et $\tau t'$; $n_1 t_1$ étant mené perpendiculaire sur $o_1 n_1$, les deux tangentes (dont nous cherchons l'angle qu'elles font entre elles) se projettent toutes deux suivant $n_1 t_1$ (*fig.* 3) et suivant $n'\tau$, $n't'$ (*fig.* 1), τ et t' étant les points où elles rencontrent le plan de la figure 1, à la même hauteur

$$o't' = P'\tau = o_1 t_1.$$

Dans le triangle rectangle, projeté en $K'n'\tau$, l'angle en n' est dans l'espace, en vraie grandeur, l'angle α' que nous cherchons. Or, les deux côtés de l'angle droit de ce triangle sont donnés, l'un par $n_1 t_1 = \frac{m_1 n_1}{\cos\theta}$, l'autre par $\tau t'$.

Il est donc facile de rabattre ce triangle sur le plan horizontal en prenant, sur KN prolongé, $KT = n_1 t_1 = \frac{m_1 n_1}{\cos\theta} = \frac{KN}{\cos\theta}$, et, en joignant OT, l'angle $KTO = \alpha'$, et

$$\operatorname{tang} \alpha' = \frac{OK}{KT} = \frac{OK \cos\theta}{KN}.$$

Or,

$$\frac{OK}{KN} = \operatorname{tang} \alpha,$$

donc

$$\operatorname{tang} \alpha' = \operatorname{tang} \alpha \cos\theta.$$

Remplaçant, dans P', r' et $\operatorname{tang}\alpha'$ par leurs valeurs, on a

$$P' = \frac{2\pi r}{\cos\theta} \times \operatorname{tang}\alpha \cos\theta = 2\pi r \operatorname{tang}\alpha.$$

Donc $P' = P$ et ne dépend que de la variable r.

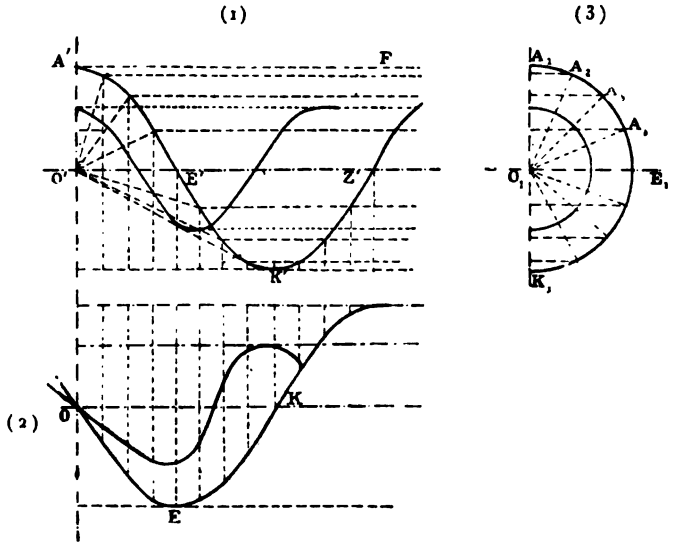
Le pas est indépendant de l'angle θ et de la distance d, et il a la même valeur qu'en (O, m', m_1) pour le point quelconque de la droite menée par ce point dans le plan propulseur perpendiculairement au rayon $(O, O'A')$. C. Q. F. D.

NOTE N° 3.

L'intersection de la surface conique ayant pour base une hélice de pas P *tracée sur un cylindre, de rayon* R, *par un cylindre de rayon quelconque* r, *concentrique au premier est aussi une hélice dont le pas est égal à* $P \times \frac{r}{R}$.

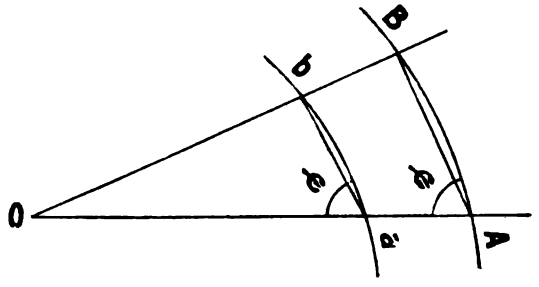
Pour vérifier l'exactitude de cette proposition, il suffit de construire la projection de l'intersection.

Fig. 21.



Menons d'abord sur le plan (*fig.* 3) les projections de génératrices angulairement équidistantes O_1A_1, O_1A_2, O_1A_3, ... En reportant sur la figure 1 les intersections de ces droites avec les deux circonférences de rayon R et r, nous voyons que les ordonnées

Fig. 22.



correspondantes à une même génératrice étant les cosinus des mêmes angles sont entre elles dans le rapport $\frac{r}{R}$; la projection de l'intersection correspondante au cylindre de rayon r sera donc, comme celle relative au cylindre R, une sinusoïde, mais avec un pas $P \times \frac{r}{R}$.

Il en sera de même sur la projection horizontale (*fig.* 2) (les cosinus étant remplacés par les sinus).

L'intersection qui a pour projections longitudinales ces deux sinusoïdes et pour projection transversale la circonférence de r est nécessairement une hélice de pas $P \times \frac{r}{R}$.

On arrive à la même conclusion en observant que les génératrices des cylindres concentriques étant parallèles entre elles, coupent forcément sous les mêmes angles ψ deux génératrices de la surface, infiniment voisines, déterminant des triangles OAB, *oab* semblables entre eux. Si OA et OB se rapprochent indéfiniment, les angles ψ restent encore égaux à la limite lorsque les deux droites se confondent. Or, à cette limite, les angles ψ sont ceux des intersections de la surface par les cylindres avec les génératrices de ces cylindres. Ces derniers angles sont donc indépendants des rayons, et tang α est une constante. Les pas ne dépendent que de r, on a

$$P' = P \frac{r}{R}.$$ C. Q. F. D.

DÉFORMATIONS DES SOLIDES

SOUS L'ACTION

DE FORCES PARALLÈLES,

PAR LE COMTE DE MAUPEOU D'ABLEIGES,
Directeur du Génie maritime.

I. — GÉNÉRALITÉS.

Nous commencerons par rappeler les propriétés essentielles de la matière et les principaux caractères des trois états sous lesquels elle se présente à nous.

PROPRIÉTÉS ESSENTIELLES DE LA MATIÈRE.

La physique considère l'étendue et l'impénétrabilité comme des propriétés nécessaires de la matière que certains auteurs définissent :

« Tout ce qui a l'étendue et l'impénétrabilité [1]. »

L'inertie est une autre propriété qu'on définit en disant que la matière ne peut modifier elle-même son état de repos, ni son état de mouvement.

L'étendue comporte un volume et une forme. Comme la matière n'est pas continue, mais composée de petits éléments plus ou moins distants les uns des autres, le volume apparent peut être très variable et très différent du volume réel de ces éléments constituants. Pour les gaz doués d'expansion, propriété qui leur fait occuper tout l'espace qui s'offre devant eux, le volume apparent varie beaucoup avec la pression; pour les solides et les liquides, au contraire, les variations sont faibles. Quant à la forme, elle est, pour ainsi dire, indéterminée pour les fluides qui se moulent sur leur enveloppe, mais il n'en est pas de même pour les solides qui résistent à la déformation.

L'impénétrabilité, évidente pour les solides, peut sembler douteuse pour les liquides et surtout pour les gaz qui paraissent se pénétrer en se mélan-

[1] *Traité de Physique* de DAGUIN, t. I, p. 27.

geant, ou pour les solides qui disparaissent en se dissolvant dans un liquide; dans ces différents cas, les molécules de chaque corps viennent occuper les vides intermoléculaires de l'autre, mais sans qu'il y ait pénétration. Suivant les circonstances, l'impénétrabilité s'applique aux corps entiers ou à leurs éléments, molécules, atomes, corpuscules, autrement dit, au volume apparent ou au volume réel; dans tous les cas, on peut définir la plus petite particule matérielle :

« Quelque chose d'impénétrable qui occupe un volume réel de l'espace et ne peut modifier lui-même, ni la direction, ni la vitesse de son déplacement (1). »

Inertie et force. — Comme l'indique la définition qui précède, l'inertie, de même que l'impénétrabilité, ne s'applique d'une façon absolue qu'aux éléments de la matière.

Une force est une cause de mouvement capable de vaincre l'inertie, elle peut être extérieure et agir, ou paraître agir à distance comme la pesanteur; elle peut aussi se produire au contact, lorsque deux corps ou deux éléments de matière, par suite de leur mouvement ou des forces qui les sollicitent par ailleurs, tendent à occuper le même espace, ce qui les oblige à se déformer et à réagir l'un sur l'autre. Les forces se mesurent par leurs résultats, c'est-à-dire par l'accroissement de vitesse qu'elles communiquent à une certaine masse libre de leur obéir :

$$f = m\frac{dv}{dt} \qquad \text{ou} \qquad f\,dt = m\,dv.$$

Mouvement et chaleur. — Les mouvements apparents des corps, mouvements de translation ou de rotation, sont loin d'être les seuls qui animent la matière, les mouvements invisibles des molécules, des atomes, etc. jouent un rôle bien plus important dans la nature, mais il a fallu une étude approfondie des phénomènes pour s'en rendre compte et constituer la théorie cinétique de la matière et la thermodynamique.

« Il y a deux manières de se figurer l'état permanent d'un corps au repos (2).

» On peut concevoir, et telle était en effet l'hypothèse admise par les fondateurs de la Mécanique moléculaire, que toutes les molécules sont à l'état de repos par suite d'un équilibre établi entre les forces extérieures et les

(1) Thomas Thommasini, *Revue d'Électricité* du 5 décembre 1903. L'auteur ajoute : « L'unité de la matière est ainsi physiquement démontrée par la considération que ses seules propriétés essentielles sont l'*impénétrabilité* et l'*inertie* ». C'est aller un peu loin.

(2) Sarrau, Préface à *La continuité des états gazeux et liquides*, par Van der Waals. Traduction Dommer et Pomey, p. viii.

forces tant attractives que répulsives, qui s'exercent entre les particules matérielles des corps.

» On peut imaginer aussi que l'état naturel d'un corps n'est pas réellement un état d'équilibre, mais un état de mouvement interne, dit *stationnaire,* dans lequel le centre de gravité de chaque molécule se meut dans un espace de dimensions très petites de manière à s'écarter extrêmement peu d'une position moyenne fixe. On admet de plus, en général, que la force vive de ce mouvement, inappréciable autrement à nos sens, est en rapport direct avec la température. »

La chaleur sensible ou latente est une des formes les plus importantes de l'énergie. Les mouvements calorifiques déterminent le volume apparent de la matière qui augmente avec la chaleur et diminue avec la pression, ils sont l'origine des forces répulsives qui font toujours équilibre aux forces attractives.

Pour certains auteurs, la chaleur latente correspond à un travail de dissociation moléculaire, les molécules étant de plus en plus complexes à mesure qu'on passe de l'état gazeux à l'état liquide et à l'état solide, et l'énergie cinétique de chaque molécule étant toujours la même, pour une température déterminée, qu'elle ait plus ou moins de masse (1).

D'après M. H. Mache (2) les molécules liquides et les molécules gazeuses sont de petites sphères liquides, et le travail de volatilisation correspondant à la chaleur latente se compose de deux parties employées : l'une à séparer les molécules gazeuses des molécules liquides, qui sont plus grosses, et l'autre à vaincre la pression extérieure. En calculant le travail capillaire de séparation des molécules, l'auteur arrive, pour la chaleur de volatilisation et la tension de vapeur, à des formules qui concordent avec celles de Houllevigue et de Lord Kelvin, basées sur la Thermodynamique et qui tendent à justifier son hypothèse. Inversement, ces formules permettent de calculer les rayons des molécules d'eau et de vapeur; le rapport de ces rayons est d'une constance remarquable.

D'autres auteurs (3) distinguent trois sortes d'énergie correspondant : au mouvement de translation des molécules $\frac{mu^2}{2}$, à leur mouvement de rotation $\frac{mw^2}{2}$, et à leur mouvement vibratoire $\frac{m\omega^2}{2}$. Le rapport de ces diverses forces vives serait constant pour un même état de chaque corps, mais varierait avec cet état. La température ne dépendrait que du mouvement vibra-

---

(1) Briot, p. 151 : « La température absolue d'un corps est proportionnelle à l'énergie cinétique moyenne d'une molécule. »

(2) *Académie des Sciences de Vienne* (séance du 13 mars 1902).

(3) Lehay, *Complément de l'essai sur la synthèse des forces physiques,* p. 70 et 146.

toire et la chaleur latente s'expliquerait par le changement de valeur du rapport des trois énergies, la chaleur latente de liquéfaction tiendrait à la diminution du mouvement de translation des molécules et celle de solidification à la diminution du mouvement de rotation.

DIFFÉRENTS ÉTATS DE LA MATIÈRE.

La matière se présente sous trois états différents : solide, liquide ou gazeux, qui se différencient surtout par la nature et la vivacité des mouvements moléculaires, aussi le passage d'un état à l'autre est-il accompagné d'un accroissement ou d'un dégagement considérable de chaleur passant de l'état sensible à l'état latent ou inversement. Suivant l'état où elle se trouve, la matière se comporte très différemment sous l'action des forces extérieures.

L'état gazeux est le plus simple et le mieux connu. La théorie cinétique admet que les molécules, toujours en mouvement, se choquent et se repoussent mutuellement, ce qui explique l'égalité de pression dans tous les sens et dans toutes les parties de la masse (1), et aussi le pouvoir d'expansion des gaz qui épousent les formes des parois qui les limitent, sans avoir de forme propre, en sorte que le volume de la masse suffit pour définir son état. Ajoutons que les distances qui séparent les molécules étant grandes, relativement à leur rayon d'action, une partie de leur parcours est libre, c'est-à-dire n'est pas influencée par les molécules voisines; l'espace qui sépare les molécules permet d'ailleurs aux différents gaz qui se trouvent dans un espace donné de se mélanger intimement. L'état gazeux paraît caractérisé par le mouvement de translation des molécules.

On sait que les gaz parfaits suivent la loi de Mariotte (2); lorsque la température ne change pas, les volumes varient en raison inverse des pressions

$$v = \frac{c}{p} \quad \text{ou} \quad pv = c \quad \text{ou} \quad p = \frac{c}{v};$$

la théorie cinétique donne une explication mécanique de cette loi. Si la température change en même temps que la pression, il faut combiner la loi de Gay-Lussac (3) avec celle de Mariotte et écrire :

$$p \times v = p_0 v_0 \alpha \left(\frac{1}{\alpha} + t\right) = \mathrm{R} \times \mathrm{T}.$$

---

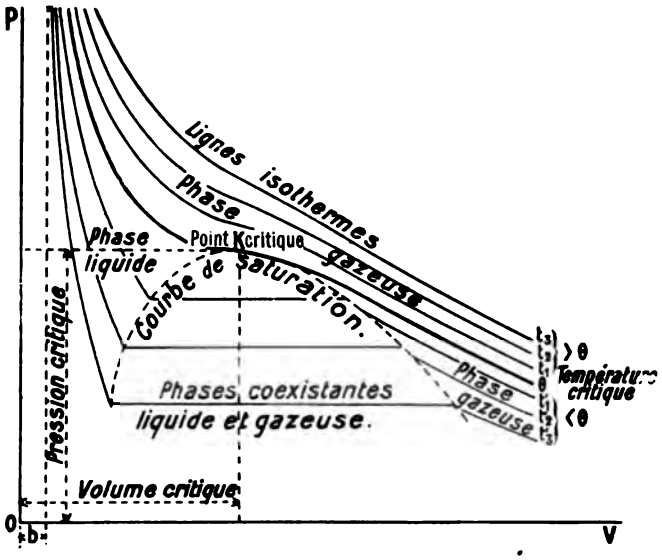
(1) La pression ne se fait sentir, en réalité, que lorsque les molécules en mouvement rencontrent un obstacle fixe; en l'absence d'obstacle, la pression correspond à la quantité de mouvement, projetée sur une normale à la surface considérée, de la matière qui traverse cette surface dans l'unité de temps.

(2) Abbé Mariotte, 1620-1684. Célèbre physicien et habile expérimentateur

(3) Gay-Lussac, 1778-1850.

Cette relation entre la pression, le volume et la température porte le nom d'*équation caractéristique des gaz;* elle représente une surface dont les sections perpendiculaires à l'axe des températures, qu'on nomme *lignes isothermes,* sont des hyperboles équilatères. Cette équation convient bien pour les gaz parfaits, c'est-à-dire très éloignés de leur point de liquéfaction, mais dans le voisinage de l'état liquide, la surface se déforme et les expériences d'Andrews sur l'acide carbonique ont montré que la relation entre les trois variables p, v, T se représente de la manière suivante :

Fig. 1.



Comparant le mouvement des molécules solides dans un dissolvant à celui des molécules gazeuses dans l'éther, M. Van't Hoff étend la théorie cinétique aux dissolutions salines. Le choc des molécules donne lieu, dans les deux cas, à une pression qu'on nomme *pression osmotique* pour les solides dissous, et *tension* pour les gaz.

La pression osmotique produite par un corps dissous est égale à la pression qu'aurait ce corps s'il occupait seul, à l'état gazeux, le volume de la dissolution ($22^{at},35$ à 0° pour une molécule-gramme par litre); *elle est indépendante de la nature du dissolvant.*

L'expérience confirme cette manière de voir, l'emploi de membranes hémiperméables permet de mesurer la pression osmotique, et « si l'on applique la formule $p \times v = R \times T$ à une solution, en remplaçant p par la pression osmotique π, on arrive au même résultat numérique, $R = 84\,700$ pour une molécule-gramme, si le volume est exprimé en centimètres cubes et la pression

en grammes par centimètre carré. *Les solutions suivent donc bien les mêmes lois que les gaz* » (1).

La formule de Mariotte-Gay-Lussac, découverte en étudiant les gaz permanents, est donc beaucoup plus générale; nous en verrons d'autres applications au cours de cette étude.

L'état liquide est un intermédiaire entre les deux autres; par suite de la perte de chaleur latente de liquéfaction, les éléments de la matière ont un mouvement beaucoup moins actif que dans les gaz et les vapeurs, aussi les molécules ne sortant pas de leur sphère d'action n'ont plus de parcours libre, mais elles ne s'attirent que faiblement et glissent ou roulent les unes sur les autres avec la plus grande facilité, ce qui leur permet de se mélanger entre elles ainsi qu'avec les molécules solides ou gazeuses en dissolution. L'état liquide paraît caractérisé par les mouvements rotatoires. Dans les liquides, comme dans les gaz, la pression est la même dans tous les sens autour d'un point et se transmet dans toutes les directions au sein de la masse.

M. Van der Waals (2), en étudiant la théorie des liquides (capillarité) et les comparant aux gaz, a trouvé une formule plus générale que la précédente et qui s'applique assez bien à tous les fluides liquides ou gazeux :

$$p = \frac{RT}{v-b} - \frac{a}{v^2} \qquad \text{ou} \qquad \left(p + \frac{a}{v^2}\right)(v-b) = RT,$$

qu'on peut encore écrire, en ordonnant par rapport à v,

$$v^3 - \left(b + \frac{RT}{p}\right)v^2 + \frac{a}{p}v - \frac{ab}{r} = 0,$$

dans laquelle on représente par .

p, la pression unitaire;
v, le volume de la masse;
T, la température absolue;
R, a, b, des constantes spécifiques de la matière.

b, appelé covolume par M. Dupré (3), représente un multiple du volume occupé, dans le volume v, par les molécules du corps.

Cette formule n'est en réalité qu'une première approximation, mais elle rend déjà compte d'un nombre considérable de faits. Si a et b sont négli-

---

(1) H. Bordier, *Les actions moléculaires dans l'organisme*, p. 73 (*Scienta*); et Hollard, *Théorie des ions*, p. 4.

(2) Van der Waals, *La continuité des états gazeux et le liquide* (1873).

(3) *Théorie mécanique de la chaleur*, p. 61. Suivant M. Traube, la valeur de b est plus grande, pour la même température, si on la calcule d'après le gaz que si on l'évalue d'après le liquide (*Éclairage électrique* du 5 septembre 1903, p. 398).

geables, elle donne l'équation caractéristique des gaz parfaits

$$p \times v = R \times T.$$

Si p augmente de plus en plus, cette dernière équation fait tendre le volume v vers zéro, ce qui ne peut être exact, tandis que celle de Van der Waals le fait tendre vers b. Elle est d'accord avec un théorème cinétique indiqué par Clausius en 1870 et d'où il résulte que (1) : « Lorsqu'un système matériel, animé de mouvements stationnaires, est en équilibre apparent sous une pression extérieure normale et uniforme, cette pression se compose de deux termes dont l'un est proportionnel à la force vive du mouvement stationnaire $\left(\frac{a}{v^2}\right)$, tandis que l'autre dépend directement des forces intérieures. »

La température critique signalée par Andrews (2) à la suite de ses recherches sur la compressibilité de l'acide carbonique et au-dessus de laquelle la liquéfaction ne peut pas avoir lieu, quelle que soit la pression, correspond au point critique caractérisé par une valeur des éléments T, v, p qu'on peut calculer (3) à l'aide des constantes R, a et b. M. Van der Waals a montré que, si l'on rapporte les variables T, v, p à leurs valeurs critiques, ces trois rapports sont liés par une relation indépendante de la nature du corps. C'est là un résultat remarquable d'où l'on conclut : « Qu'il suffit de connaître les lois de compressibilité et de dilatation dans un seul corps déterminé pour en conclure celles que suivent les autres corps, à la condition de connaître les trois éléments de leurs points critiques. »

Ce beau *théorème des états correspondants*, dont l'importance est si considérable, a été vérifié par l'expérience, notamment par M. Mathias, sur un certain nombre de corps et peut être considéré comme définitivement acquis. Il confirme « l'idée exprimée par Regnault, au cours de ses mémorables recherches sur la chaleur, que bien des lois, compliquées en apparence, se simplifieraient beaucoup si l'on réussissait à découvrir les véritables unités naturelles avec lesquelles il conviendrait d'évaluer les phénomènes » (4). Elle est d'ailleurs beaucoup plus générale que l'équation qui a servi à la découvrir et qui est basée sur des hypothèses particulières. « Ce qui fait l'intérêt de cette théorie et sa généralité, c'est précisément qu'elle est indépendante de toute supposition cinématique spéciale. Elle se ramène, en effet, à la notion des unités spécifiques; on peut également la rattacher à l'homogénéité algébrique (Meslin) ou encore à la similitude géométrique des mouvements moléculaires (Kamerling) (4).

---

(1) Sarrau, Préface déjà citée à laquelle nous avons fait divers emprunts.

(2) *Expériences d'Andrews*, 1861-1876.

(3) Decombe, *La compressibilité des gaz réels* (*Scientia*, p. 62 et suiv.).

(4) Daniel Berthelot, *Sur la notion des états correspondants et sur divers points remarquables* (*Bulletin de la Société française de Physique*, 1893, p. 36 et suiv.).

État solide. — Tandis que les molécules gazeuses se repoussent mutuellement et que les molécules liquides glissent ou roulent les unes sur les autres avec la plus grande facilité, ce qui permet les déformations et le mélange, les molécules solides, reliées entre elles par la cohésion, opposent à la déformation une résistance souvent très énergique, et ne subissent, les unes par rapport aux autres, que de très faibles déplacements, qui paraissent limités à des vibrations, tant qu'il n'y a pas glissement ou rupture.

Lorsqu'un cube solide est soumis sur toutes ses faces à des pressions croissantes, on sait qu'il travaille d'abord élastiquement, puis s'écrouit; sa limite élastique s'élève jusqu'à la pression maxima qu'il a supportée et qui peut être très élevée, car on ne conçoit pas comment une rupture pourrait se produire dans ces conditions. Si la pression diminue ensuite et réaugmente, sans dépasser la limite déjà atteinte, les déformations sont élastiques, le solide reste semblable à lui-même et le rapport de similitude est :

$$\lambda = 1 - \varepsilon = 1 - \frac{p}{E}(1 - 2\sigma),$$

ou

$$\lambda = 1 + \varepsilon = 1 + \frac{f}{E}(1 - 2\sigma),$$

si le solide est soumis à des forces de traction sur toutes ses faces. Il se déforme d'abord suivant la même loi, puis la rupture paraît se produire sans glissement.

A l'appui de ce qui précède nous pouvons citer les opinions suivantes : d'après Duguet [1], « dans la compression en matrice il n'y a pas de déformation permanente sensible », et d'après M. Mesnager [2] : « il est vraisemblable qu'un corps plastique, qui serait soumis à trois tensions perpendiculaires égales, se romprait sans déformation permanente, comme un corps très fragile ».

On voit, en résumé, que, si un cube ou un prisme solide est soumis à des pressions variables, mais toujours égales sur toutes ses faces, le volume qui reste semblable à lui-même suffit, comme pour les fluides, à préciser l'état de la matière pour une température et une pression déterminées, il doit par suite exister, entre les trois variables p, v, T, une relation caractéristique de l'état solide.

Si l'on suppose la température constante, la relation entre p et v est facile à établir : on sait, en effet, qu'un cube de volume v_0, soumis sur toutes ses faces à l'action de forces unitaires de pression p ou de traction $-p$, prend un volume

$$v = v_0(1 \mp \varepsilon)^3 = v_0(1 \mp 3) = v_0(1 \mp 3\varepsilon),$$

---

(1) *Déformation des corps solides*, Préface de la IIe Partie, p. 19.

(2) *Rapport à l'Association internationale des méthodes d'essais* (séance du 26 décembre 1902).

si l'on néglige les termes en ε^2, comme $\varepsilon = \frac{p}{E}(1 - 2\sigma)$, il vient :

$$v = v_0\left[1 \mp 3\frac{p}{E}(1 - 2\sigma)\right];$$

posant

$$\frac{1 - 2\sigma}{E} = \frac{1}{E'} = \frac{1}{3A}$$

et remplaçant il vient :

$$v = v_0\frac{A \mp p}{A} \quad \text{ou} \quad \frac{v}{v_0} = \frac{A \mp p}{A}.$$

Ce résultat diffère de la loi de Mariotte

$$pv = p_0 v_0 \quad \text{ou} \quad \frac{v}{v_0} = \frac{p_0}{p}.$$

Il montre que, pour les solides comme pour les gaz, le volume diminue quand la pression augmente, mais en suivant des lois différentes. Cette différence est d'ailleurs plus apparente que réelle; pour s'en rendre compte, il suffit de comparer la loi des solides que nous venons de rappeler avec une autre loi ayant même forme que celle de Mariotte, savoir :

$$(A \pm p)v = Av_0 \quad \text{ou} \quad \frac{v}{v_0} = \frac{A}{A \pm p};$$

pour cela cherchons la différence qui existe entre les valeurs de $\frac{v}{v_0}$ données par ces deux formules, c'est-à-dire entre les rapports

$$\frac{A \mp p}{A} \quad \text{et} \quad \frac{A}{A \pm p},$$

il suffit de les réduire au même dénominateur, et de comparer les numérateurs

$$(A \mp p)(A \pm p) = A^2 - p^2 \quad \text{et} \quad A^2$$

mais $A = \frac{E}{3(1 - 2\sigma)} = \frac{20000}{3(1 - 2 \times \frac{1}{4})} = 14000$ environ, pour l'acier. On voit que A est très grand et $\frac{p}{A}$ très petit, $\left(\frac{p}{A}\right)^2$ est de l'ordre de grandeur qu'on néglige, notamment quand on ne tient pas compte des termes en ε^2.

On est donc conduit à admettre que : tant que le phénomène reste élastique, la loi de variation du volume d'un cube solide soumis à l'action de pressions ou de tractions, égales sur toutes ses faces, est aussi bien représentée par la formule habituelle

$$v = v_0\frac{A \mp p}{A} = v_0\left(1 \mp \frac{p}{A}\right)$$

et par une formule ayant la forme de celle de Mariotte

$$v = v_0 \frac{A}{A \pm p} = v_0 \left[1 \mp \frac{p}{A} \pm \left(\frac{p}{A}\right)^2 \mp \left(\frac{p}{A}\right)^3 \cdots \right].$$

On voit d'ailleurs que la première formule n'est autre que le premier terme de la seconde développée, et que les autres termes sont de l'ordre de grandeur qu'on néglige.

La première formule, en supposant $p > A$, donnerait pour v une valeur négative, ce qui ne peut avoir lieu; quant à la seconde, pour $p = \infty$, elle donne $v = 0$, comme celle de Mariotte, elle a donc besoin d'être rectifiée comme elle.

En résumé, on peut admettre, comme première approximation, que, dans les conditions indiquées, les solides sont soumis à une loi analogue à celle de Mariotte

$$(A \pm p) v = A v_0,$$

mais qui doit également subir quelques corrections, comme on le verra plus loin.

COHÉSION.

La force de cohésion, qui ne permet guère que les mouvements vibratoires, est la caractéristique mécanique de l'état solide; il est bon de préciser son mode d'action.

Supposons d'abord un cube de matière en équilibre dans le vide [1], et ne subissant aucune influence extérieure; considérons un plan kl qui le coupe transversalement. Ce plan est traversé plus ou moins obliquement par une infinité de petites forces attractives s'exerçant entre les molécules situées de part et d'autre; l'ensemble des composantes normales au plan a pour résultante la force de cohésion C qui relie les deux côtés du cube. Il est bon d'ailleurs de remarquer que, les molécules et leurs éléments étant en mouvement, leurs distances changent à chaque instant. Comme les forces attractives sont fonction des masses en jeu et de la distance qui les sépare, il en résulte que leur grandeur varie constamment suivant une loi qui doit être périodique. La somme des composantes normales au plan peut varier dans des limites très étendues ou être à peu près constante, suivant que les forces attractives croissent et décroissent ensemble ou non; s'il y a synchronisme, la valeur de C devra passer, pendant la durée de la période oscillatoire, qui est

---

[1] L'équilibre dans le vide, sous un volume fini, ne peut avoir lieu que pour un solide. Les fluides, dénués de cohésion ou pression intérieure propre, tendent à occuper un espace infini lorsqu'ils ne sont pas soumis à une pression extérieure. Dans les gaz, l'attraction entre deux molécules ne se fait sentir que pendant le temps où elles sont en contact ou dans leur sphère d'action; pour les liquides, elle paraît très faible, à en juger par leur tension superficielle.

forcément très courte, par des valeurs fort différentes. Dans le cas d'équilibre considéré la cohésion C paraît avoir une valeur moyenne.

Le plan *kl* est traversé non seulement par les forces attractives, mais encore par les forces répulsives résultant des réactions de la matière, dont la résultante R, normale au plan, équilibre la cohésion. Ces forces répulsives parais-

Fig. 2.
Dans le vide.

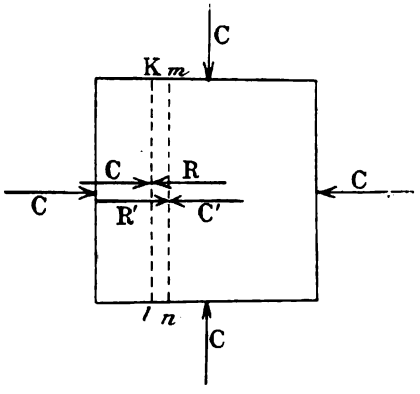
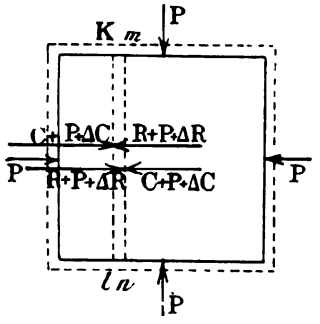


Fig. 3.
Compression sur toutes les faces.



sent résulter du mouvement de la matière dont les éléments se rencontrent; c'est ce qui explique qu'elles se modifient lorsque ces mouvements sont plus ou moins gênés par les déformations résultant des forces extérieures; elles dépendent du volume occupé par chaque molécule, et dans tous les cas elles font équilibre aux forces de cohésion renforcées ou diminuées par les forces extérieures. Mais cet équilibre ne peut être qu'un équilibre moyen ou périodique, car les forces élémentaires attractives et répulsives ont des grandeurs variables périodiquement par suite des mouvements des éléments de la matière. C'est la valeur moyenne des forces attractives C qui est égale à la valeur moyenne des forces répulsives R, et ces forces se font équilibre : $C = R$.

Si l'on considère deux plans voisins *kl* et *mn*, la matière de la tranche intermédiaire est en équilibre sous l'action des forces de cohésion $C = C'$, qui tendent à la comprimer, et des forces répulsives $R = R'$ résultant des réactions des molécules contenues dans la tranche sur celles qui sont en dehors :

$$C = R, \qquad C' = R'.$$

La compression due à la cohésion est d'ailleurs indépendante de la direction du plan *kl*; elle se produit dans tous les sens, et dans toutes les parties de la matière; aussi peut-on reporter cette force à la surface du solide, comme si c'était une force extérieure [1]. Il est bon toutefois de remarquer que la

[1] Certains auteurs, notamment le P. A. Leray, expliquent la cohesion par la pression de

couche superficielle est dans des conditions spéciales, mais son influence peut généralement être négligée, car son épaisseur est extrêmement faible, elle est de l'ordre du rayon d'activité moléculaire qu'on évalue à moins d'un millionième de millimètre.

Si le vide est remplacé par une pression P s'exerçant sur toute la surface du cube, cette pression agit sur les molécules placées à l'extérieur, puis se répartit sur les autres en suivant les directions des attractions moléculaires dont la résultante est la cohésion C. Les composantes de P s'ajoutent à celles de C, les molécules se rapprochent et le volume diminue. On conçoit d'une

---

l'éther; on peut résumer comme suit ce qu'il dit, à ce sujet, dans le complément de sa *Synthèse des forces physiques* (p. 80 et suiv.) :

« La pression P de l'éther sur l'unité de surface imperméable est représentée par la formule

$$P = \frac{1}{3} \Delta U^2,$$

dans laquelle on ne connaît ni la densité Δ de l'éther, ni la vitesse de translation U de ses molécules, en sorte qu'on ne peut pas calculer la valeur de P. D'autre part, on ne peut pas l'évaluer par l'expérience, comme la pression atmosphérique; il faudrait pour cela faire le vide d'éther comme on fait le vide d'air », on ne peut donc se faire une idée de la pression de l'éther que par les phénomènes dans lesquels elle intervient.

On sait que l'air adhère aux solides, et forme à leur surface une couche plus dense que le milieu ambiant; de même l'éther enveloppe les atomes d'une atmosphère spéciale, et, dans les agglomérations de molécules qui constituent les corps solides, ces atmosphères doivent se compénétrer; en sorte qu'à l'intérieur des solides, la tension élastique de l'éther est amoindrie par la pesanteur moléculaire. « Il en résulte que la pression de l'éther sur l'unité de surface d'un solide n'est qu'une fraction de la pression P sur l'unité de surface impénétrable. Cette fraction f varie d'ailleurs avec la nature et l'état des corps, et pour ainsi dire avec chacune de leurs propriétés physiques; on a donc, pour représenter la pression P' de l'éther sur l'unité de surface d'un corps quelconque,

$$P' = Pf,$$

f étant une fonction de toutes les propriétés physiques et chimiques du corps. »

La plus grande valeur de P' donnée par l'expérience sera une limite inférieure de P.

M. Leray cite comme coefficient de rupture maximum un résultat trouvé par M. Baudrimont pour un fil de fer très fin qui a donné une résistance $R = 213^{kg}$, qui ne peut être qu'inférieure à P', en sorte que $P' = Pf > 213^{kg}$, « et comme la substance du fil de fer est certainement bien perméable à l'éther, nous pouvons affirmer sans crainte d'erreur, que la pression P ne descend pas au-dessous de 300^{kg}, et pourrait bien s'élever au double ou au triple ou même davantage ».

Il est bon d'ailleurs de remarquer que, lorsqu'un métal est soumis à la traction, ses molécules s'écartent, ce qui facilite le passage de l'éther, en sorte que P' n'a pas la même valeur à l'état naturel et sous traction; cette valeur diminue à mesure que la traction augmente, et atteint un minimum au moment de la rupture. D'après ce que nous avons dit (p. 209), il semblerait assez probable que, pour l'acier,

$$P' = A = 14\,000^{kg}.$$

Page 214, nous trouvons 11200^{kg} comme limite supérieure de la cohésion de l'acier. D'après M. Traube (p. 216), la valeur de la pression intérieure, qui n'est autre que la cohésion, serait trois fois moindre.

part que le rapprochement des molécules entraîne un accroissement de la cohésion C fonction de P, et qu'on peut lui supposer proportionnel, comme première approximation, et d'autre part que la diminution de volume obligeant les éléments de chaque molécule à évoluer dans un espace moindre, leurs réactions les unes sur les autres augmentent, et continuent à faire équilibre aux forces attractives; on peut donc écrire

$$C + P + \Delta C = R + P + \Delta R$$

ou

$$C + P\left(1 + \frac{\Delta C}{P}\right) = R + P\left(1 + \frac{\Delta R}{P}\right).$$

Ce que nous venons de dire est indépendant du sens des forces extérieures, et s'applique aussi bien aux tractions qu'aux pressions; on a donc également

$$C - F - \Delta C = R - F - \Delta R$$

et

$$C - F\left(1 + \frac{\Delta C}{F}\right) = R - F\left(1 + \frac{\Delta R}{F}\right).$$

Mais, dans ce dernier cas, il arrive un moment où les forces de cohésion sont annulées, et où la rupture a lieu, l'équilibre étant impossible :

$$C' = F + \Delta C' = F\left(1 + \frac{\Delta C}{F}\right).$$

C'est avec intention que, dans cette dernière équation, nous mettons C′ au lieu de C. Nous avons vu que la valeur de la cohésion n'est pas forcément constante; pour l'équilibre c'est la valeur moyenne qui paraît convenir; pour la rupture au contraire, il semble naturel de prendre la valeur minima.

Nous ne nous sommes occupés que des composantes des forces attractives, normales au plan *kl*, qui résistent à la traction. Les composantes parallèles au plan *kl* résistent d'une façon analogue au glissement.

On voit par ce qui précède qu'à l'intérieur d'un solide, suivant qu'il est dans le vide ou soumis à une pression extérieure positive ou négative, la pression intérieure unitaire passe de C_0 à

$$C_0 \pm (p + \Delta C) = \pm p + (C_0 \pm \Delta C) = \pm p + C_0\left(1 \pm \frac{\Delta C}{C_0}\right);$$

la cohésion dans le vide C_0 paraît d'ailleurs varier très peu avec la température, dans des limites assez étendues, si l'on en juge par les résultats des essais de traction.

De même que la pression, la chaleur peut combattre la cohésion des solides et modifier leurs dimensions. Il est d'ailleurs facile de calculer, pour une élévation de température donnée, la quantité de chaleur dépensée et le travail correspondant, ainsi que la variation des dimensions. En supposant que le travail calorifique soit uniquement employé à vaincre la cohésion, on doit obtenir une limite supérieure de la valeur de celle-ci.

Nous donnons le calcul, pour un cube de $0^m,1$ de côté, de trois métaux très différents :

Échauffement : $\theta = 10°$.	Acier.	Cuivre.	Plomb.
Chaleur spécifique : C_s	0,1185	0,0952	0,0314
Densité : d	7,8	8,8	11,4
Quantité de chaleur dépensée : $Q = C_s \times d \times \theta$	$9^{cal},24$	$8^{cal},38$	$3^{cal},58$
Travail mécanique correspondant : $T = 424 \times Q$	3918^{km}	3553^{km}	1518^{km}
Dilatation unitaire : 10α	0,000116	0,00017	0,00029
Travail dépensé pour vaincre une pression de 1^{kg} sur toutes les faces du cube $3 \times 10000^{mm^2} \times 1^{kg} \times 10\alpha \times 0^m,1 = t$.	$0^{km},348$	$0^{km},51$	$0^{km},87$
Limite supérieure de la cohésion par millim. carré : $C < \frac{T}{t}$.	11200^{kg}	6960^{kg}	1740^{kg}

Reprenons maintenant l'équation que nous avons trouvée page 210 :

$$(A \pm p)v = Av_0;$$

remplaçons, dans le premier membre, le terme de la pression par l'expression ci-dessus (p. 213), faisons la correction du covolume en remplaçant v par $(v - b)$ pour tenir compte de l'impénétrabilité des éléments de la matière, enfin ajoutons dans le second membre le facteur $(1 + \alpha t)$ pour tenir compte des dilatations provenant des différences de température, cette équation devient :

$$[\pm p + (C_0 \pm \Delta C)](v - b) = Av_0(1 + \alpha t),$$

assez semblable à celle de Van der Waals pour les fluides :

$$\left(p + \frac{a}{v^2}\right)(v - b) = RT.$$

Peut-on remplacer le terme $C_0 \pm \Delta C$ par $\frac{a}{v^2}$ pour représenter la cohésion actuelle? A première vue, les deux expressions paraissent fort différentes, mais on peut les ramener à la même forme; posons $v = v_0 \mp \Delta v$, d'où $v^2 = v_0^2 \mp 2v_0\Delta v + \Delta v^2$; négligeant le dernier terme, qui est très petit par rapport aux autres, on peut écrire

$$\frac{a}{v^2} = \frac{a}{v_0^2 \mp 2v_0\Delta v} = \frac{a}{v_0^2}\left(1 \mp 2\frac{\Delta v}{v_0}\right) = \frac{a}{v_0^2}\left(1 \pm \frac{2p}{A}\right);$$

en négligeant les termes en $\left(\frac{\Delta v}{v_0}\right)^2$ et remplaçant $\frac{\Delta v}{v_0}$ par $-\frac{p}{A}$; rien ne paraît s'opposer à ce qu'on ait :

$$\pm p + C_0\left(1 \pm \frac{\Delta C}{C_0}\right) = \pm p + \frac{a}{v_0^2}\left(1 \pm \frac{2p}{A}\right),$$

ou

$$C_0 = \frac{a}{v_0^2} \quad \text{et} \quad \Delta C = p\frac{2}{A}\frac{a}{v_0^2};$$

d'après cela, les variations de la cohésion seraient proportionnelles à la

pression extérieure, dans les limites de l'élasticité, ce qui n'a rien d'anormal. Toutefois il est bon de remarquer que, lors du passage de l'état gazeux à l'état liquide, la densité paraît la même au point critique, tandis qu'il n'en est pas de même pour le passage de l'état liquide à l'état solide. On sait que différents solides comme la glace flottent sur leur liquide (¹), en sorte que, toutes choses égales d'ailleurs, $v_s > v_l$; il en résulte que $\frac{a}{v_s^2} < \frac{a}{v_l^2}$, tandis que la cohésion du solide est toujours supérieure à celle du liquide; il faut donc admettre ou des valeurs de a différentes pour les deux états, ou l'introduction d'une constante de cohésion pour l'état solide.

Quoi qu'il en soit, M. Traube, professeur à l'École technique de Charlottenbourg, a etudié (²) l'application de l'équation de Van der Waals aux solides. Voici comment il s'exprime dans un article relatif aux propriétés physiques des métaux publié dans le journal de l'Association des Ingénieurs allemands :

« J'ai calculé les constantes a et b de l'équation de Waals pour un certain nombre de métaux à 0° C. environ, en enregistrant les volumes respectifs correspondant à deux températures voisines de 0°. L'une de ces valeurs du volume v a été calculée à l'aide des coefficients de dilatation déterminés par Fizeau (Table de Landolt-Börnstein).

» v, b et $v - b$ se rapportent au gramme-atome;

» a est exprimé en prenant pour unités le litre et la pression atmosphérique;

» $K = \frac{a}{v^2}$ est exprimé en atmosphères.

» On reconnaît en premier lieu que les valeurs de $v - b$ sont petites (en comparaison des valeurs corrélatives dans les alliages) (³) et décroissent à peu près proportionnellement à la grandeur v. On voit également que les pressions intérieures $\frac{a}{v^2}$ sont presque toutes très considérables.

» Th.-W. Richard (⁴) a supposé que la quantité de chaleur $C_s dt$ (C_s est la chaleur spécifique et dt l'élévation de température) communiquée à un métal ne sert qu'à surmonter la pression interne; on aurait donc

$$C_s dt = K\, dv \qquad \text{ou} \qquad K = C_s \frac{dt}{dv}.$$

(¹) Ce fait, constaté à la pression atmosphérique, ne serait peut-être plus vrai à des pressions très élevées.

(²) *Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure*, 15 août 1903. Nous adressons tous nos remerciements à M. l'ingénieur Boris à qui nous devons cette traduction.

(³) *Voir* à ce sujet L. Traube, *Rapports de Chimie de la collection F.-W. Ahrens*, 1899, et aussi Enke, *Le volume des atomes*.

(⁴) *Journal de Physique et de Chimie*, 1902.

» Le tableau montre que les valeurs de Richard sont exactement trois fois trop grandes. En fait, la chaleur communiquée à un métal ne sert pas seulement à surmonter la pression interne, mais encore à accroître la force vive des molécules. $\frac{2}{3}$ de l'énergie calorifique sont utilisés dans ce but, et $\frac{1}{3}$ est employé à surmonter la pression intérieure. La vraie équation est donc

$$K = \frac{1}{3} C_s \frac{dt}{dv}.$$

» En la combinant avec l'équation de Waals

$$K = \frac{RT}{v - b},$$

où l'on néglige la pression extérieure p, il vient

$$\frac{RT}{v-b} = \frac{C_s}{3}\frac{dt}{dv} \quad \text{ou} \quad \frac{1}{v-b}\frac{dv}{dt} = \frac{C_s}{3RT}.$$

$\frac{1}{v-b}\frac{dv}{dt}$ est précisément le coefficient de dilatation de $(v - b)$, c'est-à-dire la variation unitaire de $v - b$. Comme pour $T = 273°$ la chaleur atomique (spécifique) est en moyenne 6,3 pour les métaux [1], et que R également constant peut être pris égal à $1^{cal},99$, il en résulte que *le coefficient de dilatation des intervalles moléculaires* $(v - b)$ *d'un métal* [2] *est invariablement égal à* $\frac{1}{273}$; ou encore que les pressions intérieures ne se modifient pas ou très peu avec la température.

» Cette loi, rigoureuse en théorie, a une signification pratique en ce sens que d'après elle les coefficients de dilatation moléculaire des métaux (et aussi bien de leurs alliages) sont proportionnels aux intervalles moléculaires $v - b$.

» Les quantités définies par Van der Waals permettent de calculer les coefficients de dilatation, et inversement on peut de ces derniers déduire la valeur de b.

» Il y a lieu de remarquer que, suivant la loi ci-dessus, la dilatation totale (cubique) d'un métal, par l'effet de la chaleur, se fait uniquement, ou presque exclusivement, par accroissement des intervalles moléculaires; au contraire, la compression ou l'action chimique ont pour effet d'altérer également la grandeur b. »

M. Traube trouve pour les pressions intérieures $K = \frac{a}{v^2}$:

Fer....	$319\,700^{at}$	Plomb....	$50\,800^{at}$	Cuivre....	$233\,100^{at}$

(1) Loi de Dulong et Petit (Note du traducteur).

(2) Cette loi est aussi valable pour les métalloïdes en général.

Ces chiffres correspondent à peu près au tiers de ceux que nous avons indiqués comme une limite supérieure de la cohésion C.

En terminant son mémoire, M. Traube arrive à conclure que « les coefficients de dilatation des métaux sont en raison inverse de la chaleur nécessaire à l'évaporation des atomes moléculaires ».

BUT DE CETTE ÉTUDE.

Nous venons de voir que, pour les solides, comme pour les fluides, il existe une relation simple entre la pression, le volume et la température, à la condition que la forme n'intervienne pas, ce qui a lieu lorsque les forces extérieures sont les mêmes dans tous les sens, car alors les trois variables p, v, T suffisent pour déterminer l'état de la matière; mais il ne peut plus en être ainsi lorque la pression n'est pas la même dans tous les sens, car alors la forme intervient, et le nombre de variables augmente.

Dans cette étude, nous nous occuperons du cas où un cube ou un prisme est soumis dans un seul sens, celui des x par exemple, à des forces extérieures, parallèles entre elles et perpendiculaires aux bases sur lesquelles elles sont uniformément réparties.

Si les forces sont appliquées simultanément aux deux bases, de façon à former un couple antagoniste, et que leur intensité augmente assez lentement pour que la vitesse de déformation soit négligeable, le phénomène est statique. Il devient dynamique, au contraire, si l'intensité des forces croît rapidement, ou si elles ne sont appliquées que sur une seule des bases. Les phénomènes statiques, plus faciles à suivre que les autres, ont été mieux observés, et les résultats qu'ils ont fournis permettent de prévoir les phénomènes dynamiques qu'il serait bon de soumettre ensuite au contrôle de l'expérience. Dans les conditions précédentes, les déformations statiques sont encore soumises à une loi de similitude, mais une similitude à deux paramètres, λ suivant la direction des forces, et μ dans les directions perpendiculaires. De plus, les pressions extérieures n'étant plus les mêmes dans tous les sens, la matière ne se comporte pas non plus de même. Pour plus de simplicité, nous supposerons que les forces apparaissent et disparaissent instantanément, et nous ne tiendrons pas compte de l'influence de la couche superficielle, toujours très faible.

II. — DÉFORMATIONS STATIQUES.

Il résulte de ce qui précède que la matière d'un cube soumis à des pressions égales, dans tous les sens, se comprime en satisfaisant toujours à une équation caractéristique.

Si la pression diminue, s'annule et devient négative (traction), la matière solide seule peut continuer à résister grâce à la cohésion, dont l'effet est

comparable à celui d'une atmosphère à haute pression, qui comprimerait le solide extérieurement, mais cette résistance à la traction est forcément limitée, comme la cohésion elle-même.

Supposons maintenant que la pression agisse sur deux faces opposées du cube seulement; il est clair que dans ce cas encore la matière solide pourra seule résister, en vertu de la cohésion, et dans les limites où elle est efficace. La pression se transmettant dans tous les sens à l'intérieur d'une masse fluide, la matière s'échapperait, dans les directions où la pression extérieure ne se fait pas sentir, sans opposer la moindre résistance. Il en est de même lorsque les forces extérieures sont des pressions négatives ou des tractions.

Pour étudier la manière dont un prisme solide se comporte sous l'action d'un couple antagoniste, nous commencerons par résumer la série des phénomènes qu'on observe quand les forces vont en croissant progressivement par degrés insensibles, ce qui nous permettra de les classer avant de les étudier plus à fond.

Description des phénomènes. — On sait que les forces extérieures ont pour résultat de déformer les solides.

D'abord très faibles, *les déformations sont élastiques*, c'est-à-dire qu'elles disparaissent avec la cause qui les a produites; les liaisons intermoléculaires agissent alors comme des ressorts qui se tendent et se détendent; les molécules, après s'être déplacées légèrement les unes par rapport aux autres, reprennent leurs positions respectives, et le phénomène est réversible.

Les forces augmentant, il arrive un moment où l'on voit apparaître à l'extérieur du prisme des granulations et des lignes, qui troublent le poli de la surface, et indiquent un travail intérieur de la matière, des déplacements moléculaires, c'est *la limite de l'élasticité actuelle*.

A partir de ce moment, les déformations augmentent et deviennent permanentes, au moins en grande partie, le prisme s'échauffe et ses propriétés se modifient, on dit que *la matière s'écrouit*. L'expérience montre que la limite d'élasticité des métaux s'élève par l'écrouissage et atteint l'effort le plus élevé qu'ils ont supporté. « C'est au colonel Rosset, directeur de la fonderie de canons de Turin, que revient l'honneur d'avoir énoncé et vérifié cette grande loi par de nombreuses expériences, dans le cas particulier de la traction longitudinale [1]. »

MM. Charbonnier et Galy-Aché ont constaté, pour le cuivre, que les cristaux se brisent pendant l'écrouissage, et qu'ensuite ils sont d'autant plus petits que la matière a subi des efforts plus considérables. Après écrouissage, le solide

---

[1] Ch. Duguet, *Limite de l'élasticité*, Préface p. vi et x. D'après M. Bouasse, cette loi avait été énoncée par Coulomb, il ne la considère que comme « une assez grossière approximation ». [*Sur les déformations des solides* (*Revue générale des Sciences* du 15 février 1904, p. 210)].

conserve une déformation résiduelle qui constitue un phénomène d'hystérésis (υστερησις, retard); quant à sa limite élastique, elle dépend surtout de la valeur de la force supportée, et un peu de la durée de son application et du temps écoulé depuis l'application de cette force.

Comme la limite élastique comporte forcément un maximum qui dépend de la cohésion de la matière, il arrive un moment où il y a équilibre entre la cohésion et les forces extérieures : c'est la *limite de résistance* du solide. Une fois cette limite atteinte, une légère augmentation des forces extérieures provoque *la rupture du solide.*

Les figures suivantes, que nous devons à l'obligeance du Capitaine Fraichet, donnent les allongements unitaires, mesurés sur 20^{cm} de longueur, de quatre éprouvettes cylindriques en acier, sous des charges mesurées avec une machine à manomètre.

Éprouvettes.	Nuances de l'acier.	Sections initiale. s_o.	Sections de rupture. s_r.	Rapport $\frac{s_r}{s_o}$.
		mm	mm	
I.....	Acier extra-doux recuit.....	314,4	103,9	0,330
II....	Acier demi-doux recuit.....	317,4	154	0,485
III....	Acier extra-doux trempé à l'eau au rouge cerise clair, non revenu.....	314,2	100,3	0,317
IV....	Acier demi-doux trempé à l'eau au cerise mi-clair et revenu au rouge très sombre.	311,1	141,1	0,453

Fig. 4.

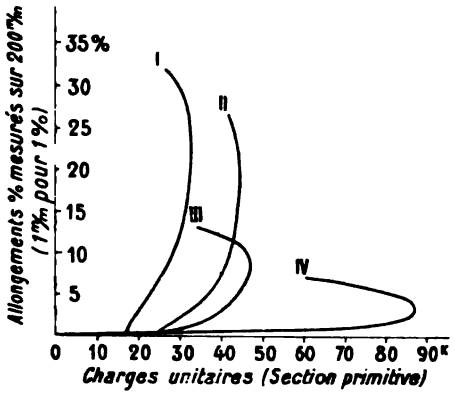
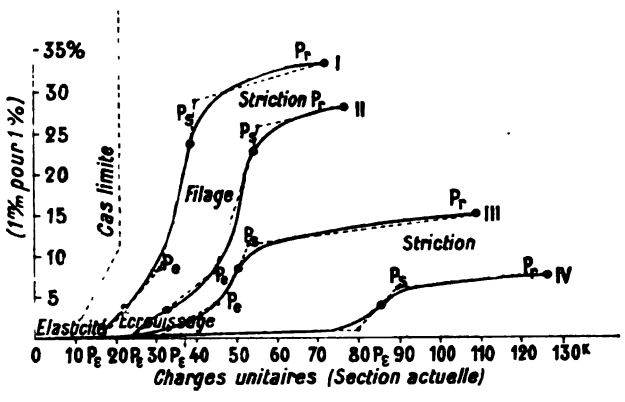


Fig. 5.



(Échelle de 0^{mm},5 pour 1^{kg} par millimètre carré.)

p_l Limite élastique.
p_e Commencement du filage.
p_s Commencement de la striction.
p_r Rupture.

Dans la figure 4, les charges unitaires, rapportées à la section initiale, commencent par croître, puis restent à peu près stationnaires et décroissent ensuite.

Dans la figure 5, les charges sont rapportées aux sections qui leur correspondent. Ces courbes ont une allure toute différente des premières; elles sont beaucoup plus instructives, car elles donnent les charges unitaires

réellement supportées par la matière. Le tableau suivant résume les principales données :

Nuance de l'acier.	Section.	Charges unitaires : Limite élastique.	Plasticité.	Striction.	Rupture.	Allongement à la rupture.
		kg	kg	kg	kg	
I.....	s_0	18,5	22,9	34,4	26,4	32 pour 100
	s		24	42,6	79,9	
II.....	s_0	25	33,9	47,7	39,6	21 »
	s		35	58,6	31,2	
III....	s_0	18	»	50,2	36,5	14,5 »
	s		»	54,0	115,0	
IV....	s_0	80	»	87,5	64,6	7,8 »
	s		»	91,0	142,6	

Les matières qui ont la limite élastique la moins élevée sont celles qui se déforment le plus sous l'action des forces extérieures, et l'on remarque que la déformation et l'écrouissage (élévation de la résistance élastique) varient l'une et l'autre entre p_t et p_r, mais dans des proportions très différentes, ce qui modifie l'inclinaison de la courbe. On distingue, sur la figure 5, trois parties très distinctes, dont l'importance varie avec la malléabilité de la matière; il est probable qu'elles correspondent à des conditions d'équilibre moléculaire différentes; pour le moment, nous nous contenterons de constater le fait sans chercher à l'expliquer.

1° De p_t à p_e, les allongements, beaucoup plus grands que pendant la période élastique, sont représentés par une courbe tourmentée, qui s'éloigne peu d'une ligne droite, dont l'inclinaison sur l'axe des pressions est modérée, C'est la *période d'écrouissage proprement dit.*

2° De p_e à p_s, les allongements deviennent prédominants, l'écrouissage est relativement faible et la courbe présente une longue inflexion, qu'on peut remplacer par une ligne droite se rapprochant d'autant plus de la direction de l'axe des allongements que la matière est plus malléable; à la limite, elle lui serait parallèle. Pendant cette période, les molécules en tension glissent ou roulent les unes sur les autres sans sortir de leur sphère d'attraction puisqu'elles ne se séparent pas. Tresca parle à cette occasion de l'écoulement des solides, mais il n'y a pas à proprement parler d'écoulement; aussi cette expression a-t-elle été vivement critiquée [1]. On dit généralement que la *matière file,* et nous avons adopté cette expression. Le glissement des molécules les unes sur les autres entraîne un mouvement vibratoire de la matière, comme lorsqu'on écarte une corde de sa position d'équilibre; aussi, pendant la *période de filage,* ces glissements internes ou inglissements sont-ils ac-

[1] Dans la Préface de son bel Ouvrage *Sur la déformation des corps solides* (2e partie, p. XXXIX), Ch. Duguet combat les expressions *écoulement des corps solides, état de fluidité,* qu'il considère « non seulement comme inutiles, mais comme délétères ».

compagnés d'une transformation de travail mécanique en chaleur, qui se traduit par une élévation de température.

3° Lorsque la pression unitaire atteint la valeur p_s, la déformation, qui jusque-là se faisait sentir sur toute la longueur de l'éprouvette, se localise, et la *striction se forme*. A partir de ce moment jusqu'à la rupture, la résistance paraît augmenter rapidement sans grand allongement, mais il faut remarquer que l'allongement ne se fait sentir que sur une faible longueur, et, qu'en outre, les efforts sont obliques. Pour rendre la *période de striction* comparable aux autres, il faudrait remettre souvent l'éprouvette sur le tour afin d'égaliser les sections, on trouverait alors des allongements très considérables, comme durant la période de filage.

Tout ce qui précède est relatif à la traction; nous n'avons malheureusement pas de courbes analogues à celles de la figure 5, pour la compression, mais, dans ce cas, la section allant en augmentant peut faire équilibre à des forces croissantes sans que la résistance unitaire augmente, ce qui est nécessaire dans le cas de la traction, où la section diminue; il en résulte que la période de filage peut être beaucoup plus étendue. Les éprouvettes essayées à la compression doivent être relativement courtes pour éviter des déformations anormales; pendant l'épreuve on observe un certain bombement, qu'on atténue en réduisant le frottement sur les bases de l'éprouvette; on peut d'ailleurs la remettre de temps en temps sur le tour pour maintenir ses proportions, autrement l'influence des bases varierait. La période de striction n'est donc pas à considérer dans les épreuves de compression, et il ne reste que la période élastique, celle d'écrouissage et celle de filage, qui peut être fort étendue si la matière est très malléable. Nous admettrons provisoirement que, pour la compression, ces périodes sont analogues à celles de la traction.

Dans l'étude de ces différents phénomènes, nous avons cherché à donner leurs caractères essentiels, en nous plaçant au point de vue de la pratique et sans prétendre à une précision rigoureuse. Nous admettons l'existence d'une limite élastique contestée par certains auteurs, nous admettons même la proportionnalité des déformations aux efforts unitaires, pendant la période d'écrouissage comme durant celle d'élasticité, et nous ne tenons pas compte des phénomènes compliqués qui se produisent au raccordement de deux périodes; géométriquement cela revient à remplacer la courbe représentative des faits (*fig.* 5) par des portions de lignes droites figurées en pointillé. Certains phénomènes ne se produisent pas pour toutes les qualités de métal [1], et, d'autre part, les différents phénomènes sont sujets à se superposer :

---

[1] « Pour des aciers à 1 pour 100 de carbone trempés à l'eau, la limite élastique, qui se confond d'ailleurs avec l'effort de rupture, va en croissant avec la température de revenu jusque vers 300° à 350°, où elle atteint son maximum, puis au delà la limite élastique commence à baisser, en même temps que la rupture est précédée de déformations permanentes plus ou moins considérables ». — H. Le Chatelier, *Revue de Métallurgie*, mars 1904, p. 184.

c'est ainsi que les déformations élastiques subsistent pendant les périodes d'écrouissage et de filage, en sorte que, lorsque les forces diminuent, il y a toujours un retour élastique vers la forme primitive; de même, l'élévation de la limite élastique qui caractérise l'écrouissage continue à se faire sentir, mais faiblement, pendant la période de filage; ces deux périodes ne sont pas essentiellement différentes, l'augmentation d'élasticité et les glissements intérieurs irréversibles se produisent pendant l'une et l'autre, mais dans des proportions différentes; nous étudions le filage dans le cas limite où l'écrouissage est négligeable.

M. le Capitaine d'artillerie Fraichet, en mesurant les variations de perméabilité magnétique d'une éprouvette métallique soumise à un essai de traction, arrive à déterminer très nettement la limite élastique et la *charge de plasticité;* d'après lui, lorsque [1] « le barreau est plastique, ses éléments

Fig. 6. — Avant essai.

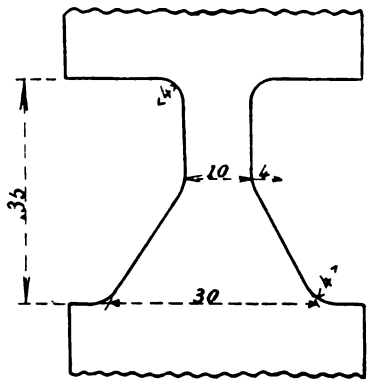


Fig. 7. — Après essai.

de volume ne font que glisser les uns par rapport aux autres, d'une façon continue. Le commencement de la période plastique est absolument net pour tout métal forgé ou laminé, et l'effort spécifique correspondant peut caractériser n'importe quelle nuance de métal. Dans le cas d'un barreau pris dans une pièce de moulage, les glissements moléculaires s'observent pendant tout le cours de la traction : la limite d'élasticité n'existe pas à proprement parler, non plus que la charge de plasticité, et l'on n'observe ni période élastique, ni période plastique définies. Un acier dur trempé ne devient jamais plastique : sa structure se modifie jusqu'à la rupture du barreau, mais cette transforma-

[1] *Revue d'Artillerie* du 15 février 1904, p. 335.

tion s'effectue toujours d'une façon continue. Avec des barreaux recuits, dans le cas d'un acier doux, les déformations élastiques n'augmentent plus que très lentement, à partir de la charge de plasticité; mais, pour un métal dur, l'augmentation des déformations élastiques est toujours assez appréciable. Néanmoins, quelle que soit la nuance du métal, l'effort extérieur de traction, qui fait équilibre à la résultante des réactions élastiques intermoléculaires, n'augmente plus que très lentement après la charge de plasticité ».

M. Frémont a eu l'heureuse idée de déterminer simultanément la limite élastique et celle de résistance; dans ce but, il emploie une éprouvette de forme spéciale dont la surface est polie avec soin.

Lorsqu'une éprouvette de ce genre est soumise à des forces de traction croissantes, on voit la surface se dépolir en allant du centre vers les extrémités; au moment de la rupture, les forces sont égales à la limite de résistance pour la section où elle se produit, et à la limite de l'élasticité pour la section à l'endroit où le poli cesse et où le dépoli commence.

On voit, en résumé, qu'un prisme solide plus ou moins long, sous l'action de forces extérieures normales à ses bases agissant par pression ou par traction, se déforme, et subit une série de phénomènes, qu'on peut classer sous les rubriques suivantes qui les caractérisent bien :

Phénomènes	d'élasticité.....	seuls réversibles
	d'écrouissage...	comportant relèvement de la partie élastique
	de rupture.....	non réversibles
	de filage.....	comportant des glissements intérieurs ou inglissements
	de striction.....	déformation localisée

Nous étudierons successivement ces différents phénomènes, et, pour simplifier, nous admettrons que, dans les phénomènes de filage, l'écrouissage est négligeable, en sorte que l'augmentation de résistance n'est due qu'à l'accroissement de la section; c'est évidemment *un cas limite*.

Notations adoptées. — Pour faciliter l'intelligence du texte nous résumons, dans le tableau suivant, les principales notations adoptées au cours de cette étude; elles supposent qu'il n'y a pas de striction, et que $p_e = p'_r$, ce qui n'a lieu que dans le cas limite où nous nous plaçons pour la période de filage.

Données.		Notations. Période élastique.	Limite élastique.	Période d'écrouissage.	Limite de résistance.	Période de filage.
Pressions	unitaires.....	p	p_ε	p'	$p_\varepsilon + p'_r = p_r$	p''
	totales.....	P	P_ε	P'	$P_\varepsilon + P'_r = P_r$	P''
Déformations unitaires dans le sens	des pressions.	a	a_ε	a'	$a_\varepsilon + a'_r = a_r$	a''
	transversal...	b	b_ε	b'	$b_\varepsilon + b'_r = b_r$	b''
Sections.....		s	s_ε	s'	s_r	s''
Vélocité des pressions.....		V	»	V'	»	V''
Vitesses de translation.....		w	»	w'	»	w''

D'une façon générale, les lettres affectées d'un accent sont relatives à la période d'écrouissage, et celles affectées de deux accents, à la période de filage. Les indices sont relatifs : o aux données initiales, ε à celles qui concernent la limite élastique, r à la limite de résistance, 1, 2, 3 aux périodes successives de temps.

Phénomènes d'élasticité. — Les figures suivantes montrent la nature des déformations que la matière subit pendant la période élastique.

Ces déformations sont proportionnelles aux forces unitaires qui agissent sur la matière, et leurs valeurs s'expriment à l'aide de formules empiriques

Fig. 8.

Forces de compression.

$P < P_\varepsilon$

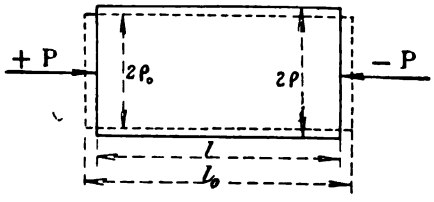
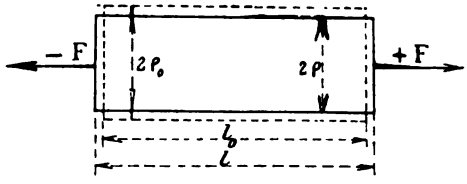


Fig. 9.

Forces de traction.

$F < F_\varepsilon$



dans lesquelles entrent deux coefficients spécifiques E et σ, dont les valeurs sont les mêmes pour les forces de traction et de compression.

Déformations suivant la direction des forces :

Accourcissement. *Allongement.*

$$\frac{l_0 - l}{l_0} = \frac{\Delta l}{l_0} = \frac{P}{sE}, \qquad \frac{l - l_0}{l_0} = \frac{\Delta l}{l_0} = \frac{F}{sE},$$

$$a = \frac{p}{E}, \qquad a = \frac{f}{E}.$$

Déformations perpendiculairement à la direction des forces :

Allongement. *Accourcissement.*

$$\frac{\rho - \rho_0}{\rho_0} = \frac{\Delta\rho}{\rho_0} = \frac{\sigma P}{sE}, \qquad \frac{\rho_0 - \rho}{\rho_0} = \frac{\Delta\rho}{\rho_0} = \sigma\frac{F}{sE},$$

$$b = \sigma\frac{p}{E}, \qquad b = \sigma\frac{f}{E}.$$

Variations de section :

Augmentation. *Diminution.*

$$\frac{s - s_0}{s_0} = 2\sigma a = 2\sigma\frac{p}{E}, \qquad \frac{s_0 - s}{s_0} = 2\sigma a = 2\sigma\frac{f}{E}.$$

Variation de volume :

Diminution. *Augmentation.*

$$\frac{v_0 - v}{v_0} = a(1 - 2\sigma) = \frac{p}{E}(1 - 2\sigma), \qquad \frac{v - v_0}{v_0} = a(1 - 2\sigma) = \frac{f}{E}(1 - 2\sigma).$$

Dans les phénomènes statiques, les forces allant en croissant progressivement, leur travail

$$\frac{1}{2}\int_0^F al \times dF = \frac{F \times al}{2}$$

est égal à la moitié du produit de leur valeur finale par le chemin qu'a parcouru leur point d'application.

Travail de compression. *Travail d'allongement.*

$$\frac{P \times al}{2} = \frac{P^2 l}{2sE}, \qquad \frac{F \times al}{2} = \frac{F^2 l}{2sE}.$$

Ce travail des forces extérieures s'emmagasine à l'état de travail moléculaire élastique toujours prêt à reparaître.

Limite élastique $F = F_\varepsilon$. — Pendant toute la période élastique, l'équilibre, sous l'action d'un couple antagoniste, est stable; si l'on fait subir une légère variation, en plus ou en moins, à ce couple, et qu'ensuite on le fasse disparaître, la matière, après une petite déformation, revient à son état primitif. A la limite élastique, l'équilibre devient instable; après une faible diminution du couple antagoniste, la matière reprend son état, mais une augmentation, même légère, entraîne une déformation permanente ([1]).

Phénomènes d'écrouissage. — La citation suivante précise bien le caractère de ces phénomènes dans lesquels

$$P_\varepsilon < P < P_r \quad \text{et} \quad F_\varepsilon < F < F_r$$

ou

$$P = P_\varepsilon + P' \quad \text{et} \quad F = F_\varepsilon + F'.$$

« L'expérience montre que, si l'on soumet un corps élastique à une oscillation de pression (positive ou négative) dépassant sa limite actuelle d'élasticité, il subit une déformation permanente, et sa limite élastique subit également une modification permanente qui constitue un phénomène d'hystérésis. La limite élastique actuelle se rapproche de la limite de l'oscillation

---

([1]) D'après M. L. Fraichet, la limite élastique ou des variations permanentes de forme, coïncide avec la limite des variations permanentes de perméabilité (*Revue d'Électricité*, 12 septembre 1903, p. 413).

de pression, sans toutefois l'atteindre du premier coup, le plus souvent du moins; mais, si l'on renouvelle l'oscillation, à chaque fois il y a un résidu d'élasticité et la limite élastique actuelle tend vers la limite indiquée. » Ce que nous écrirons de la manière suivante :

$$P'_\varepsilon = P_\varepsilon + P', \qquad F' = F_\varepsilon + F'.$$

Les chiffres suivants, extraits de l'*Annuaire du Bureau des Longitudes* de 1903, montrent d'ailleurs que la valeur du coefficient d'élasticité E ne change pas sensiblement pendant l'écrouissage,

Nature du métal.	Valeurs de E. écroui e.	Valeurs de E. recuit r.	Différence $e - r$.
Acier	19,549	19,561	—0,012
Acier anglais	18,809	17,278	1,531
Fer du Berry	20,972	20,794	0,022
Cuivre	12,449	10,519	1,930
Zinc	8,735	9,292	—1,557
Or	8,132	5,585	2,547
Argent	7,358	7,146	0,212
Plomb	1,803	1,728	0,075

en sorte que, si l'on désigne par s' la nouvelle section du cylindre, les déformations unitaires élastiques après écrouissage par la force P′ ou F′ sont, suivant la direction des forces,

$$\frac{P_\varepsilon + P'}{s'E}, \qquad \frac{F_\varepsilon + F'}{s'E}.$$

Dans les directions perpendiculaires à celles des forces, nous ne pouvons rien préciser, ne connaissant aucune expérience sur les variations de σ pendant l'écrouissage; nous ferons seulement remarquer que, d'une façon générale, les matières les plus cassantes paraissent avoir les valeurs de σ les plus faibles, et que l'écrouissage rend plus cassant.

Verre très fragile	$\sigma = 0,245$
Acier moins fragile	$\sigma = 0,268$
Cuivre peu fragile	$\sigma = 0,327$
Plomb pas fragile	$\sigma = 0,428$

Il serait à désirer que la valeur de σ, avant et après écrouissage, fût mesurée pour le cuivre, pour différentes nuances d'acier, etc.

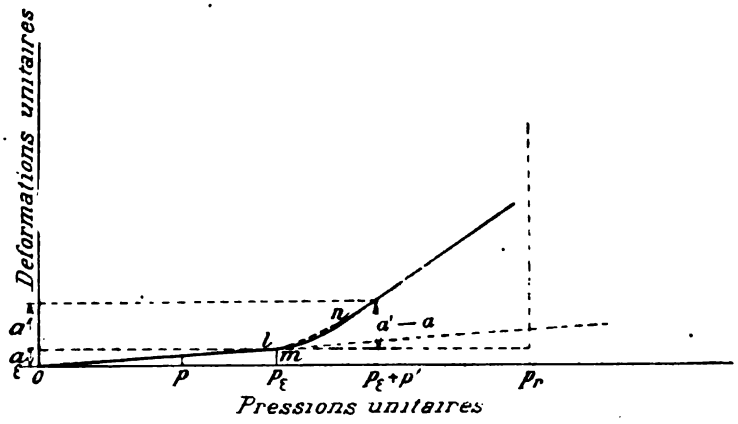
Pendant l'écrouissage même, l'accourcissement unitaire a' résultant de la force P′, qui s'ajoute à la force P_ε, se compose de deux parties : un accourcissement élastique a, et un accourcissement permanent $(a' - a)$ résultant

des glissements intérieurs

$$a' = a + (a' - a) = \frac{P'}{s'E} + \varphi(P').$$

La courbe des déformations, en fonction des forces unitaires, montre que les déformations élastiques, relativement faibles, sont représentées par une ligne droite, et que les déformations permanentes sont représentées par une courbe peu accentuée [1], en sorte qu'on peut, sans grande erreur, remplacer celle-ci par une droite convenablement choisie, alors $(a'-a)=\varphi(P')=\frac{P'}{s'k}=\frac{p'}{k}$,

Fig. 10.



et comme a' est beaucoup plus grand que a, il en résulte que k est beaucoup plus petit que E. On voit, en résumé, que

$$a' = \frac{P'}{s'E} + \frac{P'}{s'K} = \frac{P'}{s'}\left(\frac{1}{E} + \frac{1}{K}\right) = p'\left(\frac{1}{E} + \frac{1}{K}\right) = \frac{p'}{E'},$$

en posant $\frac{1}{E} + \frac{1}{K} = \frac{1}{E'}$. La valeur de E' est d'ailleurs comprise entre celle de K et celle de E, et par suite plus petite que cette dernière; il est d'ailleurs facile de se rendre compte, sur la figure, de l'importance de ces valeurs.

Quant au travail des forces extérieures pendant l'écrouissage

$$\left(P_\varepsilon + \frac{1}{2}P'\right) la' = P_\varepsilon la' + \frac{1}{2}P' l[a + (a' - a)],$$

il s'emmagasine dans la matière

Partie à l'état de travail élastique toujours prêt à reparaître..... $\frac{1}{2}P' la.$

---

[1] En réalité, il n'y a pas d'angle brusque en m, mais une courbe de raccordement plus ou moins allongée, et qui, généralement, est peu étendue.

Partie à l'état d'écrouissage d'où résulte le relèvement de la limite élastique.....	$\frac{1}{2}P'l(a'-a)$.
Partie à l'état de chaleur résultant de glissements et qui peut se mesurer en calories...	$P_2 la'$.

La première partie est un phénomène purement mécanique, la seconde, un phénomène d'hystérésis élastique et chimique, et la troisième relève à la fois de la Thermodynamique et de la Mécanique des systèmes à frottement, suivant la classification de M. P. Duhem.

Maximum de résistance $F = F_r - P = P_r$. — Lorsque la matière est rendue à l'écrouissage maximum, elle donne sa résistance maxima à la limite élastique, qui se confond alors avec la limite de résistance. Si les forces extérieures continuent à augmenter, la cohésion ne pouvant plus équilibrer la tension de la matière, deux cas peuvent se produire :

Si la matière est cassante, les molécules se séparent et il y a rupture.

Si, au contraire, la matière est malléable, les molécules glissent ou roulent les unes sur les autres sans se séparer, autrement dit, sans sortir de leur sphère d'attraction; il se produit alors des glissements intérieurs qu'on peut appeler, par abréviation, des *inglissements;* on dit que la matière file.

Phénomènes de rupture. — La rupture des solides se produit à la suite des déformations; on conçoit que les forces extérieures allant en augmentant, il arrive un moment où la cohésion ne peut plus faire équilibre, soit à ces forces elles-mêmes, soit aux efforts intérieurs qu'elles développent au sein de la matière. Il ne faut d'ailleurs pas oublier que la cohésion n'est pas une force constante, mais que son intensité peut varier périodiquement dans les limites étendues; la rupture doit, par suite, correspondre à la valeur minima de la cohésion.

Rappelons, en passant, qu'un cristal en tombant se divise en petits cristaux semblables au premier, ce qui indique des directions de moindre résistance ou des plans de clivage, mais c'est là une rupture par choc ou dynamique, et nous ne nous occupons ici que de la rupture lente ou statique; elle se produit également suivant des directions déterminées.

Les phénomènes de rupture statique peuvent se classer en plusieurs groupes, et nous ne saurions mieux faire à ce sujet que de citer l'extrait suivant d'une note récente [1] de MM. Osmond, Frémont et Cartaud, relative aux modes de déformation des fers et des aciers doux :

« Nous ne nous occuperons pas des théories mathématiques de la question. Pour rester dans le domaine purement expérimental, nous rappellerons seulement que, dans le cas réputé le plus simple, celui de la traction ou de

---

[1] Supplément au *Bulletin* de janvier 1904 de la Société d'encouragement, p. 14.

a compression de prismes à section rectangulaire, il peut se former deux systèmes de déformations et, éventuellement, de rupture, les unes parallèles ou perpendiculaires à la direction de l'effort, les autres obliques par rapport à cette direction. Nous appellerons le premier, *système direct* et le second, *système oblique.*

» Soumis à des efforts de traction, les corps cassants se rompent perpendiculairement à la direction de l'effort.

« Soumis à la compression, ils peuvent se diviser en fragments parallèles » à l'effort de compression. Des cubes de verre, de pierre dure éclatent, sous » la compression, en aiguilles perpendiculaires aux plateaux entre lesquels ils » sont comprimés. » (Rondelet) (1). Dans les corps plastiques, les glissements perpendiculaires à l'effort de compression engendrent la schistosité, dont l'origine a été mise en évidence par les expériences synthétiques de Daubrée et de Stanislas Meunier.

» Le système oblique a été également décrit par les mêmes savants :

Fig. 11.

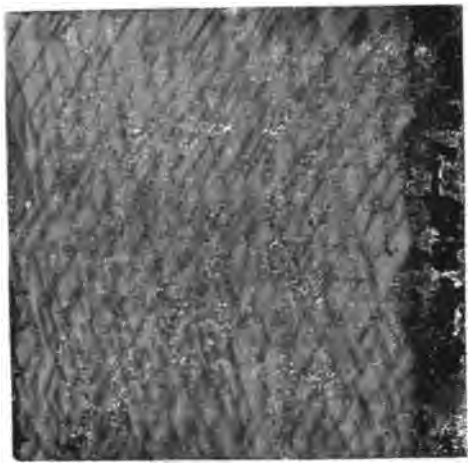
Daubrée (2), en comprimant entre deux plaques de fonte des parallélipipèdes de mastic à mouler (mélange de cire d'abeilles et de plâtre avec

(1) Les lignes entre guillemets sont empruntées à M. Mesnager : communication au Congrès des méthodes d'essai, tenu à Paris en 1900.

(2) *Études synthétiques de Géologie expérimentale,* Dunod, Paris, 1879.

une certaine quantité de résine), avait obtenu la fissuration de la masse suivant la figure 11. M. Stanislas Meunier a laissé se rétracter une bande

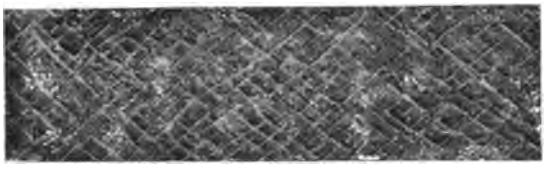
Fig. 12.



de caoutchouc primitivement tendue et enduite de stéarine (1), la stéarine se clive en rhomboïdes réguliers (*fig.* 12).

» On peut obtenir avec la plus grande facilité les lignes du système oblique en brisant par flexion une lame mince de gélatine. La figure 13 montre le bord de la cassure....

Fig. 13.



» Sur les métaux, les premières remarques relatives au système oblique ont été faites par Lüders. Duguet a étudié les formes des cassures (2) et le colonel Hartmann a fait un travail systématique embrassant les cas les plus variés (3). »

D'après le colonel Hartmann, l'angle des forces extérieures avec le plan

---

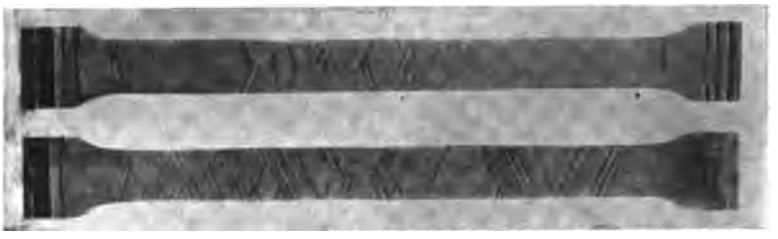
(1) *La Géologie expérimentale*, Alcan, Paris, 1899.

(2) *Limite d'élasticité et resistance à la rupture*, Paris, Gauthier-Villars; 1882.

(3) *Distribution des déformations dans les corps soumis à des efforts*, Paris, Berger-Levrault; 1896.

de glissement est constant pendant toute la durée de l'étirage, il le considère comme une caractéristique de chaque métal.

Fig. 14.



Si l'on appelle α cet angle pour les forces de traction et β pour celles de compression, $\alpha + \beta = 90°$. Ils sont complémentaires. Le tableau suivant donne les valeurs de ces angles, d'après le colonel Hartmann :

	Valeurs moyennes des angles	
	α.	β.
Pour le zinc et le ferro-nickel	65°	25°
Pour le platine et l'étain	64	26
Pour le cuivre rouge	62	28
Pour l'argent	61	29
Pour l'acier à ressort trempé	63	27
Pour l'acier à ressort recuit	58	32
Pour le plomb	53	37

Nous avons indiqué différents exemples de ces angles dans notre étude sur l'action comparée des forces [1], nous n'insisterons pas davantage ici.

On voit, en résumé, que la rupture peut se produire de plusieurs manières, mais toujours suivant des directions déterminées, c'est la loi générale qui paraît régir ce phénomène.

Phénomènes de filage ou d'inglissement. — Lorsque les forces extérieures, en croissant, approchent de la limite de résistance, la matière se déforme beaucoup si elle est très malléable. Une très faible augmentation de charge produit, dans des directions déterminées (système oblique), des glissements intérieurs ou inglissements, sans que les molécules sortent de leur sphère d'attraction. Nous considérons le cas limite où la résistance unitaire ne varie pas, alors l'accroissement de résistance provenant uniquement de l'augmen-

[1] *Bulletin de l'Association Technique Maritime*, n° 13, session de 1902, p. 290 et suivantes.

tation de section, le volume reste lui-même constant ($\sigma = \frac{1}{2}$), ce qui permet de calculer l'accourcissement unitaire de filage a'' correspondant à une pression $P = P_r + P''$. Il résulte en effet de la constance de la pression unitaire que

$$\frac{P_r + P''}{s''} = \frac{P_r}{s_r} \quad \text{ou} \quad \frac{s_r}{s''} = \frac{P_r}{P_r + P''},$$

et de la constance du volume que

$$l'' \times s'' = l_r \times s_r \quad \text{ou} \quad \frac{l''}{l_r} = \frac{l_r(1 - a'')}{l_r} = \frac{s_r}{s''};$$

d'où

$$\frac{1 - a''}{1} = \frac{s_r}{s''} = \frac{P_r}{P_r + P''} \quad \text{ou} \quad a'' = \frac{P''}{P_r + P''}.$$

Ce cas limite se réalise assez complètement pour les corps très mous, et alors les phénomènes d'inglissement donnent lieu à une transformation presque complète du travail en chaleur; c'est ce qui a permis à Hirn de déterminer l'équivalent mécanique de la chaleur en écrasant du plomb sous le choc d'un pendule. A ceux qui soutenaient que ses déterminations n'étaient pas exactes parce que le métal ne pouvait pas être dans le même état avant et après le choc, ce savant répondait que [1] : « Le changement d'état accusé ainsi n'a pas lieu, ou pour parler plus correctement, il n'a lieu que dans une mesure qu'il m'a été impossible d'apprécier : ni la densité, ni la capacité calorifique vulgaire, ni l'aspect du métal n'ont été, dans mes expériences, modifiés sensiblement par le coup de bélier. Or ce sont là les seules modifications qu'on pourrait appeler un changement d'état, et qui eussent pu fausser la valeur de l'équivalent mécanique déterminé par cette méthode. Sans doute le plomb, après l'écrasement, ne revient pas à sa forme géométrique initiale, et c'est même ce changement permanent de figure qui est la cause immédiate et unique du développement définitif de chaleur; mais le glissement relatif des molécules, qui amène ce changement de figure, ne constitue nullement un changement d'état, ni par suite une modification dans l'intensité totale des forces internes. »

Les expériences de MM. Charbonnier et Galy-Aché ont confirmé ces résultats, ils ont constaté que :

1° Pour le plomb, la totalité du travail d'écrasement est transformée en chaleur;

2° Pour le cuivre, on ne retrouve pas, sous forme de chaleur, la totalité du travail dépensé pour l'écrasement, une portion de ce travail est employée à modifier les propriétés mécaniques du métal.

Ajoutons, avec Duguet [2], que : « Les déformations permanentes, si

---

[1] G.-A. Hirn, *Théorie mécanique de la chaleur*, t. I, 3e édition, p. 102.

[2] Préface déjà citée, p. xxxii.

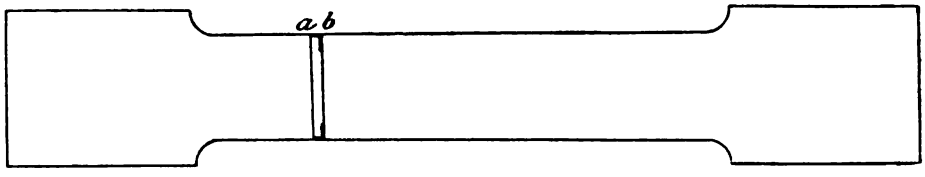
grandes qu'elles soient, sont toujours accompagnées de petites déformations élastiques du même ordre de grandeur que celles de la période d'élasticité parfaite et même plus grandes qu'elles; un prisme allongé ou accourci de 30 pour 100 aura une petite détente qui n'atteindra peut-être pas 1 pour 100. Mais il ne faut pas dire qu'il n'aura pas de détente du tout. »

Les phénomènes d'inglissement comme ceux de rupture paraissent régis par une loi simple, la constance de l'angle du plan de glissement avec la direction des forces extérieures. Au point de vue mécanique, leur étude rentre dans celle des systèmes à frottement, d'après la classification établie par M. Duhem dans son remarquable travail sur les évolutions de la Mécanique.

Comme conséquence de l'obliquité des glissements, on peut citer l'expérience suivante :

Si une éprouvette en acier doux porte en *ab* une gorge dont le diamètre intérieur est un peu plus faible que celui de la barrette, ce n'est pas en ce point que se forme la striction et qu'a lieu la rupture, l'obliquité des glissements s'opposant à ce qu'ils atteignent une valeur élevée dans ces conditions. C'est pour la même raison qu'on doit éviter de placer les coups de pointeau, entre

Fig. 15.



lesquels on compte l'allongement de l'éprouvette, trop près des embases qui servent à la saisir.

Le filage de la matière, de même que son écrouissage, nécessite un travail considérable à cause de la grandeur des déformations. La rupture d'un acier à limite élastique élevée demande généralement moins de travail que celle d'un acier moins résistant mais qui donne lieu à une striction.

Phénomène de striction. — Lorsqu'on essaie à la traction une éprouvette cylindrique, en même temps qu'elle s'allonge, sa section diminue et, suivant la nature du métal, cette diminution est plus ou moins forte; on remarque en outre qu'elle peut se répartir sur toute la longueur de l'éprouvette ou se localiser en formant une striction. Il y a intérêt à analyser ce qui se passe dans les deux cas.

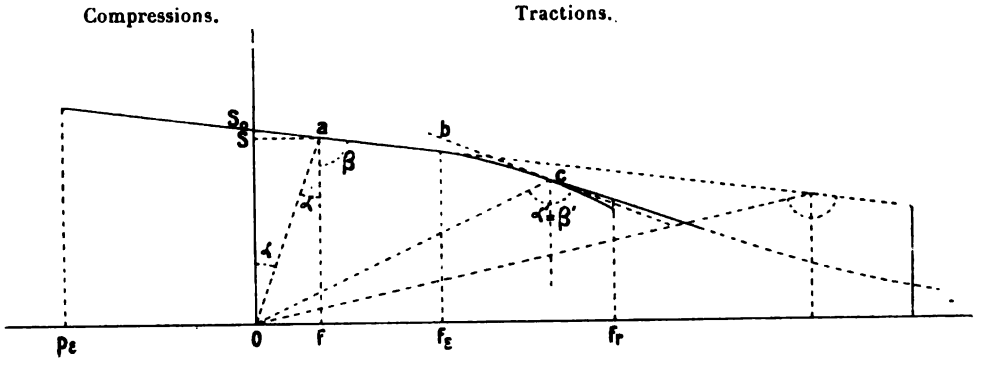
L'emploi d'une machine à manomètre permet de constater que, sous l'action d'un effort continu de traction, la force totale F augmente d'abord, puis reste stationnaire et finit par décroître, si la matière est très malléable; quant à la force unitaire de traction, elle est toujours donnée par

la relation

$$f = \frac{F}{s}.$$

On peut construire une courbe en prenant pour abscisses les valeurs de f

Fig. 16.



et pour ordonnées les valeurs de s comme suit :

Considérons deux forces de traction peu différentes

$$F \quad \text{et} \quad F + dF.$$

On peut écrire

$$F + dF = (f + df)(s - ds) = fs + df \times s - f \times ds - df \times ds,$$

ou

$$F + dF = fs + fs\left(\frac{df}{f} - \frac{ds}{s}\right) - df \times ds;$$

comme d'ailleurs

$$F = fs,$$

retranchant en négligeant le dernier terme qui est très petit par rapport aux autres, il vient :

$$dF = F\left(\frac{df}{f} - \frac{ds}{s}\right) \qquad \text{ou} \qquad \frac{dF}{F} = \frac{df}{f} - \frac{ds}{s}.$$

On voit que la force totale de traction F augmente ou diminue, $dF \gtrless o$, suivant que la force unitaire de traction varie plus ou moins rapidement que la section,

$$\frac{df}{f} \gtrless \frac{ds}{s} \qquad \text{ou} \qquad \frac{df}{ds} \gtrless \frac{f}{s};$$

en se reportant à la figure, on voit que pour un point quelconque a de la courbe,

$$\frac{f}{s} = \text{tang}\,\alpha \qquad \text{et} \qquad \frac{df}{ds} = \text{tang}\,\beta,$$

on est donc conduit à discuter les inégalités suivantes qui sont équivalentes

$$dF \gtrless 0 \quad \text{ou} \quad \frac{df}{f} \gtrless \frac{ds}{s} \quad \text{ou} \quad \operatorname{tang}\beta \gtrless \operatorname{tang}\alpha;$$

nous supposerons pour cela que F aille en croissant.

1° *Période élastique* $f < f_\varepsilon$. — Pendant cette période f croît et s décroît, par suite $\operatorname{tang}\alpha = \frac{f}{s}$ augmente tandis que $\operatorname{tang}\beta = \frac{df}{ds}$ est constant, car

$$s = s_0\left(1 - 2\sigma\frac{f}{E}\right), \qquad \text{d'où} \qquad \frac{df}{ds} = 2\sigma s_0.$$

Il est naturel de se demander si la valeur de $\operatorname{tang}\alpha$ peut atteindre celle de $\operatorname{tang}\beta$ pendant la période élastique; pour cela il faudrait que $\frac{f}{s} = \frac{E}{2\sigma s_0}$. Comme d'ailleurs $s = s_0\left(1 - 2\sigma\frac{f}{E}\right)$, on trouve en égalant les deux valeurs de s

$$\frac{f \times 2\sigma s_0}{E} = s_0\left(1 - 2\sigma\frac{f}{E}\right) \qquad \text{ou} \qquad \frac{f}{E}(2\sigma s_0 + 2\sigma s_0) = s_0,$$

qui donne :

$$f = \frac{E}{4\sigma}.$$

Comme σ est compris entre $\frac{1}{4}$ pour les solides très raides et $\frac{1}{2}$ pour ceux qui sont voisins de l'état liquide, il est clair que cette valeur de f est très supérieure à celle de l'effort de rupture f_r.

2° *Période d'écrouissage* $f_\varepsilon < f < f_r$. — Au début de cette période $\operatorname{tang}\beta$ diffère de $\operatorname{tang}\alpha$ comme dans la précédente, mais, par suite des glissements intérieurs, d'une part le métal s'écrouit et augmente de résistance, d'autre part, la section diminue, pour ces deux motifs $\operatorname{tang}\alpha$ augmente, tandis que $\operatorname{tang}\beta$ diminue en sorte que les deux valeurs tendent assez rapidement à devenir égales. Si la matière était parfaitement homogène, les glissements se produiraient à la fois sur toute la longueur de l'éprouvette, mais il n'en est pas ainsi, et ils se produisent d'abord à l'endroit où la matière est la moins résistante; comme en écrouissant la matière ils augmentent sa résistance, il en résulte que les glissements se déplacent constamment, ce qu'on peut constater en regardant la surface qui change continuellement d'aspect, et se dépolit de plus en plus.

Lorsque $\operatorname{tang}\alpha = \operatorname{tang}\beta$, $dF = 0$ et $\frac{df}{f} = \frac{ds}{s}$, la force de traction et par suite la résistance totale de la matière cessent de croître, l'écrouissage, s'il continue à se produire, ne fait plus que compenser la diminution de section; la figure 5 montre que cet état se prolonge un certain temps pour les métaux très malléables.

Dans ces conditions, les glissements ne tendent plus à se déplacer, et se localisent, c'est le commencement de la striction.

3° *Période de filage* $f = f_r$. — Lorsque l'écrouissage est assez faible, par rapport aux glissements, pour qu'on puisse le négliger, alors $\frac{f}{s}$ augmente, puisque le numérateur ne varie pas sensiblement, et que le dénominateur diminue, df est d'ailleurs nul et dF négatif; si la matière est très malléable, cette période peut avoir une certaine étendue, mais elle est toujours beaucoup moindre que lorsque la matière fatigue par compression, car l'équilibre est peu stable, et un défaut amène facilement sa rupture.

Ce qui précède montre l'importance du point c, pour lequel l'effort total est constant par suite de l'égalité des variations des efforts unitaires et des sections

$$dF = 0, \qquad \frac{df}{f} = \frac{ds}{s}, \qquad \operatorname{tang}\beta = \operatorname{tang}\alpha.$$

Ce point, qui paraît correspondre à une inflexion, partage le phénomène en deux parties distinctes, la première pendant laquelle toutes les parties de l'éprouvette travaillent de même et la seconde pendant laquelle les résultats des efforts extérieurs se localisent et produisent une striction. Suivant la forme de la courbe b, c, d, l'importance de chacune des deux phases peut varier dans des limites très étendues; la seconde en particulier peut être nulle ou presque nulle si la rupture se produit avant que l'égalité des variations soit atteinte ou très vite après. Ces deux phases restent sensibles, même lorsque les forces extérieures E croissent très rapidement, mais alors l'inertie de la matière intervient, et la striction se produit de préférence du côté où la force est appliquée, et qui fatigue le premier.

Les aciers doux au carbone ont généralement une striction très prononcée, en sorte que l'allongement total rapporté à la longueur de l'éprouvette varie beaucoup avec la longueur de celle-ci; il est maximum lorsque cette longueur est à peu près celle de la striction, et diminue lorsqu'elle augmente. Les aciers à 25 pour 100 de nickel, au contraire, ont de grands allongements répartis sur toute la longueur de l'éprouvette, et une faible striction qui se produit un peu avant la rupture.

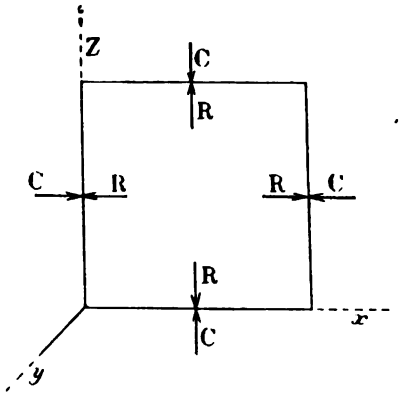
RÔLE DE LA COHÉSION.

Cohésion. — Après avoir décrit les diverses phases de la déformation d'un prisme solide sous l'action d'un couple antagoniste de forces croissantes normales à ses bases, nous allons étudier le rôle de la cohésion dans ces différents phènomènes.

Pour bien fixer les idées, considérons un cube de matière qui s'appuie par trois faces sur un angle trièdre invariable, et dont les trois autres faces sont limitées par des pistons répartissant les forces extérieures sur toute la surface des bases.

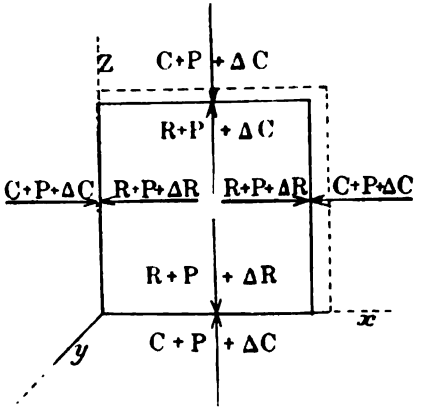
Supposons maintenant que la pression ne se fasse sentir que dans la direc-

Fig. 17.
Dans le vide.



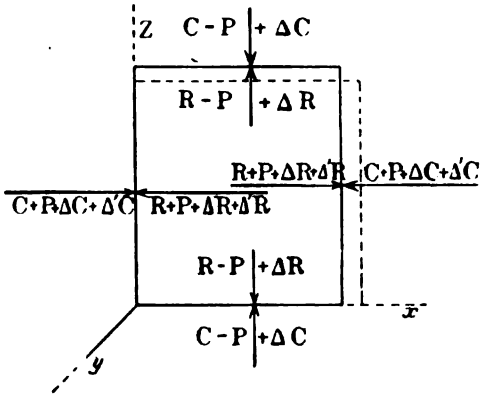
$$C = R.$$

Fig. 18.
Compression sur toutes les faces.



$$C + P\left(1 + \frac{\Delta C}{P}\right) = R + P\left(1 + \frac{\Delta R}{P}\right).$$

Fig. 19.
Compression sur deux faces.



$$x \begin{cases} C + P\left(1 + \dfrac{\Delta C + \Delta' C}{P}\right) = R + P\left(1 + \dfrac{\Delta R + \Delta' R}{P}\right). \\ C + k_1 P = R + k_1 P. \end{cases}$$

$$y \text{ et } z \begin{cases} C - P\left(1 - \dfrac{\Delta C}{P}\right) = R - P\left(1 - \dfrac{\Delta R}{P}\right). \\ C - k'_1 P = R - k'_1 P. \end{cases}$$

tion des x : si le cube est composé de matière fluide, il est clair que cette pression P_x se transmettant dans tous les sens et la matière se déformant avec la plus grande facilité, le cube, en même temps qu'il s'accourcira suivant les x, se gonflera suivant les y et les z, sans opposer la moindre résistance; si, au contraire, le cube est composé de matière solide, on constatera bien encore un accourcissement et un gonflement indiquant que l'effet de la pression se fait sentir dans tous les sens, mais les déformations seront très faibles, ce qui prouve que la cohésion leur oppose une sérieuse résistance.

Pour bien comprendre l'action de la cohésion C, considérons les trois cas d'équilibre représentés par les figures ci-dessus :

1° Le cube en équilibre dans le vide (*fig.* 17);

2° Le cube comprimé dans tous les sens, x, y, z, par des pressions extérieures égales à P, ce qui lui fait prendre une nouvelle position d'équilibre (*fig.* 18);

3° Enfin la pression P restant constante suivant la direction des x, supposons que suivant les y et les z elle diminue progressivement de quantités égales et très petites dP, jusqu'à devenir nulle (*fig.* 19).

Nous avons déjà examiné les deux premiers cas, il ne nous reste plus à nous occuper que du troisième. Suivant les x, la force extérieure P reste constante, mais, l'accourcissement augmentant, il doit en être de même de la cohésion et par suite des forces répulsives qui lui font toujours équilibre. On peut donc écrire :

$$C + P + \Delta C + dC = R + P + \Delta R + dR.$$

Suivant les y et les z, à chaque diminution de la pression le solide se gonfle un peu, puis retrouve une position d'équilibre; dP disparaît, et en même temps C diminue de dC; la poussée extérieure est remplacée par une traction intérieure empruntée à la cohésion, autrement les solides ne résisteraient pas mieux que les liquides; les choses se passent comme lorsqu'on remplace des arcs-boutants extérieurs par un tirant intérieur, et l'on doit avoir $dC = dP$. En même temps les forces répulsives qui font toujours équilibre aux forces attractives diminuent de dP et de $dR = dC$, en sorte qu'on peut écrire

$$(C - dC) + (P - dP) + \Delta C = (R - dR) + (P - dP) + \Delta R.$$

Le sens, sinon la grandeur des variations des forces répulsives, peut d'ailleurs se déduire directement des déformations, par les considérations suivantes : l'espace occupé par chaque molécule, quelle que soit sa forme, varie d'une façon analogue au volume du cube lui-même, les dimensions diminuent dans un sens (x) et augmentent dans les autres (y et z), les éléments matériels qui la composent ont donc leur mouvement gêné suivant les x et facilité suivant les y et les z. Dans ces conditions, les forces répulsives qui résultent de la réaction des éléments de la molécule sur ceux des molécules voisines doivent augmenter suivant les x, et diminuer suivant les y et

les z, et cela quelle que soit la nature des mouvements intramoléculaires. Ces résultats sont bien d'accord avec ce que nous avons dit pour les forces attractives.

Après plusieurs diminutions successives dP de la pression, on peut donc écrire pour les différents sens :

$$(x) \qquad C + P + \Delta C + \Sigma dC = R + P + \Delta R + \Sigma dR,$$

$$(y \text{ et } z) \qquad (C - \Sigma dC) + (P - \Sigma dP) + \Delta C = (R - \Sigma dR) + (P - \Sigma dP) + \Delta R,$$

lorsque $\Sigma dP = P$, et en supposant que suivant les y et les z, $\Sigma dC = \Sigma dP$, il suffit d'ailleurs que $\Sigma dC = k \Sigma dP$, il vient :

$$(x) \qquad C + P + \Delta C + \Delta' C = R + P + \Delta R + \Delta' R,$$

$$(y \text{ et } z) \qquad C - P + \Delta C = R - P + \Delta R.$$

Les valeurs de ΔC et $\Delta' C$ comme celles de ΔR et de $\Delta' R$ sont d'ailleurs proportionnelles à P comme les déformations qui en font connaître l'existence, en sorte qu'on peut écrire :

Suivant les x,

$$C + P\left(1 + \frac{\Delta C + \Delta' C}{P}\right) = R + P\left(1 + \frac{\Delta R + \Delta' R}{P}\right) \qquad \text{ou} \qquad C + k_1 P = R + k_1 P,$$

suivant les y et les z,

$$C - P\left(1 - \frac{\Delta C}{P}\right) = R - P\left(1 - \frac{\Delta R}{P}\right) \qquad \text{ou} \qquad C' - k'_1 P = R - k'_1 P,$$

il faut d'ailleurs remarquer que $k_1 > 1$ et $k'_1 < 1$.

Rappelons en passant que les forces élémentaires de cohésion, de même que les forces répulsives élémentaires, n'ont pas des valeurs constantes, mais que ces valeurs varient dans un temps très court entre des limites fort éloignées, et que ces variations proviennent des changements de distance des éléments des molécules. Comme les forces élémentaires sont extrêmement nombreuses, leurs résultantes peuvent être considérées comme constantes, s'il n'y a pas concordance entre les variations, ce qui doit être le cas général, mais il est permis de se demander si l'action des forces extérieures ne tend pas à les faire concorder, auquel cas les valeurs des résultantes C et R varieraient elles-mêmes dans un temps très court, et l'équilibre aurait lieu entre les valeurs moyennes.

Ce que nous avons dit pour les pressions, s'applique également aux tractions, comme l'indiquent les figures 20 et 21.

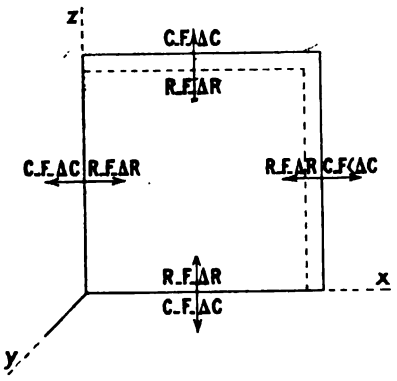
L'équilibre d'un prisme soumis à l'action de forces égales et parallèles de pression ou de traction peut se représenter comme le montrent les figures 22 et 23, en appelant c, p et f les forces unitaires de cohésion, de pression et de traction.

Les forces attractives normales aux faces du prisme sont représentées par

des flèches; quant aux forces répulsives qui leur font équilibre, elles résultent du choc des molécules entre elles ou du choc des éléments de chaque molé-

Fig. 20.

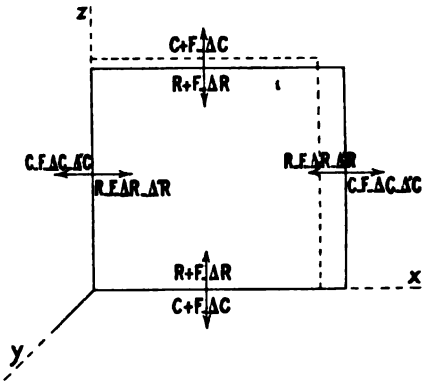
Tractions sur toutes les faces.



$$C - F\left(1 + \frac{\Delta C}{F}\right) = R - \left(1 + \frac{\Delta R}{F}\right).$$

Fig. 21.

Tractions sur deux faces.



$x \ldots\ldots\ldots \quad C - k_2 F = R - k_2 F, \qquad k_2 > 1.$

y et $z \ldots \quad C + k'_2 F = R + k'_2 F, \qquad k'_2 < 1.$

cule sur ceux des molécules voisines; elles font toujours équilibre aux forces attractives.

Fig. 22.

Coupe. Compression.

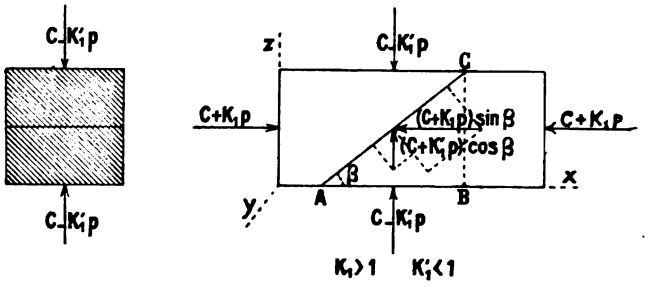
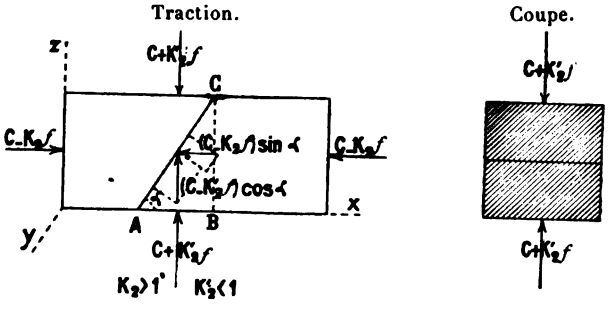


Fig. 23.

Traction. Coupe.



Glissement. — Il nous reste à étudier dans quelles conditions le glissement peut se produire à l'intérieur de la masse, et quelle est la direction du plan AC suivant laquelle il se produit le plus facilement. Duguet, dans le calcul qu'il établit à ce sujet [1], ne tient compte que des forces extérieures, dans une précédente note [2] nous avons cherché à être complet, mais sans pousser encore assez loin l'étude du phénomène; nous n'avions pas tenu compte de la cohésion qui agit à la façon d'une pression extérieure qui s'exercerait également dans tous les sens. Nous allons reprendre le calcul sans entrer dans les détails; on pourra au besoin se reporter à notre précédente note, le type de calcul étant le même.

Forces suivant les x.		Compression.	Traction.
Unitaires sur AC = unitaires sur BC $\times \frac{BC}{AC}$		$(c + k_1 p)\sin\beta$	$(c - k_2 f)\sin\alpha$
Composantes.	Normale	$(c + k_1 p)\sin^2\beta$	$(c - k_2 f)\sin^2\alpha$
	Tangentielle.	$(c + k_1 p)\sin\beta\cos\beta$	$(c - k_2 f)\sin\alpha\cos\alpha$
Forces suivant les z.			
Unitaires sur AC = unitaires sur AB $\times \frac{AB}{AC}$		$(c - k'_1 p)\cos\beta$	$(c + k'_2 f)\cos\alpha$
Composantes.	Normale	$(c - k'_1 p)\cos^2\beta)$	$(c + k'_2 f)\cos^2\alpha$
	Tangentielle.	$(c - k'_1 p)\sin\beta\cos\beta$	$(c + k'_2 f)\sin\alpha\cos\alpha$

Le glissement se produira lorsque :

$$\Sigma \text{ des forces tangentielles} > G + \Delta G.$$

On sait d'ailleurs que

$$\Delta G = \Sigma \text{ des forces normales} \times \text{tang}\,\varphi.$$

Ce qui conduit aux expressions suivantes pour la compression et la traction :

$$\text{Compression} \ldots\ldots \quad k_1 \sin\beta\cos(\beta + \varphi) + k'_1 \cos\beta\sin(\beta + \varphi) \gtreqless \frac{G + c}{p}\cos\varphi$$

$$\text{Traction} \ldots\ldots\ldots \quad k_2 \sin\alpha\cos(\alpha - \varphi) + k'_2 \cos\alpha\sin(\alpha - \varphi) \gtreqless \frac{G + c}{f}\cos\varphi$$

Le glissement tend à se produire dans la direction qui rend le premier terme maximum. Pour la trouver, égalons à o la différentielle de ce terme, il vient :

$$\text{Compression} \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (k_1 + k'_1)\cos(2\beta + \varphi) = 0$$

$$\text{Traction} \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (k_2 + k'_2)\cos(2\alpha - \varphi) = 0$$

---

(1) Duguet, *Déformation des corps solides*, IIe Partie, statique générale, p. 27 et suivantes.

(2) *Action comparée des forces sur les solides invariables, élastiques, déformables* (*Bulletin de l'Association Technique Maritime*, n° 13, 1902, p. 321 et suiv.).

ce qui ne peut avoir lieu que pour

$$2\beta + \varphi = 90^\circ \quad \text{ou} \quad \beta = 45^\circ - \frac{\varphi}{2}; \qquad 2\alpha - \varphi = 90^\circ \quad \text{ou} \quad \alpha = 45^\circ + \frac{\varphi}{2}.$$

On voit donc que $\alpha + \beta = 90^\circ$ et que :

$$\beta + \varphi = \alpha = 90 - \beta, \qquad \alpha - \varphi = \beta = 90^\circ - \alpha.$$

Ce qui permet de trouver les forces p_ε et f_ε pour lesquelles les glissements commencent à se produire, car les équations ci-dessus deviennent :

$$k_1 \sin^2\beta + k'_1 \cos^2\beta = \frac{G + c}{p_\varepsilon}\cos\varphi, \qquad k_2 \sin^2\alpha + k'_2 \cos\alpha = \frac{G + c}{f_\varepsilon}\cos\varphi,$$

d'où

$$p_\varepsilon = \frac{(G + c)\cos\varphi}{k_1 \sin^2\beta + k'_1 \cos^2\beta} \quad \text{et} \quad f_\varepsilon = \frac{(G + c)\cos\varphi}{k_2 \sin^2\alpha + k'_2 \cos^2\alpha}.$$

Pour que les limites de l'élasticité soient les mêmes par compression et par traction $p_\varepsilon = f_\varepsilon$, il faut que :

$$k_1 \sin^2\beta + k'_1 \cos^2\beta = k_2 \sin^2\alpha + k'_2 \cos^2\alpha = k_2 \cos^2\beta + k'_2 \sin^2\beta,$$

ou

$$(k_1 - k'_2)\sin^2\beta = (k_2 - k'_1)\cos^2\beta,$$

ou encore

$$\tang^2\beta = \frac{k_2 - k'_1}{k_1 - k'_2}$$

Le calcul de Duguet donnait :

$$\tang^2\beta = 1 \quad \text{ou} \quad \beta = 45^\circ = \alpha,$$

ce qui n'est pas conforme à l'expérience. Nous n'étions pas arrivés à un résultat plus exact dans notre étude de 1902.

L'expression ci-dessus donnerait encore $\tang^2\beta = 1$ si l'on supposait $k_2 - k'_1 = k_1 - k'_2$ ou $k_2 + k'_2 = k_1 + k'_1$, mais rien ne prouve qu'il en soit ainsi, et, pour être fixé, il faudrait discuter les valeurs k_1, k_2, k'_1, k'_2, qui dépendent des variations de la cohésion C sous l'action de pressions P et de tractions F, variations qui se produisent à la fois dans le sens des forces et dans le sens perpendiculaire. Cette discussion présente de grandes difficultés et nous mènerait trop loin, car les lois qui régissent les forces de cohésion n'ont pas encore été bien étudiées. Nous nous contenterons de faire remarquer que, si α et β sont des constantes spécifiques, comme le pense le colonel Hartmann, l'égalité des limites élastiques ne paraît pas être un fait général comme le disent certains auteurs, ce qui, d'ailleurs, n'est pas d'accord avec les expériences de M. Frémont, notamment.

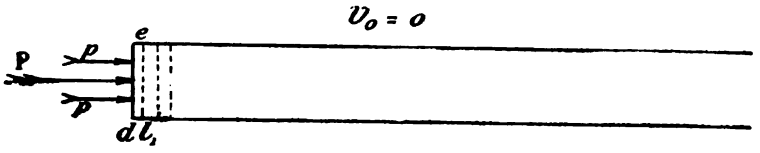
On peut se demander si l'écrouissage fait varier la cohésion normale; quant à la cohésion tangentielle, il l'augmente puisqu'il retarde les glissements.

Par l'écrouissage, la matière paraît s'éloigner de l'état liquide, et se rapprocher de l'état du solide parfait, c'est-à-dire parfaitement élastique.

III. — DÉFORMATIONS DYNAMIQUES.

Lorsqu'un cylindre composé de matière élastique et homogène est soumis à l'action d'une pression P uniformément répartie sur la surface d'une de ses extrémités e, il se déforme et obéit progressivement à l'action de cette force.

Fig. 24.



Nous avons vu que les déformations statiques sont fonction des forces qui les produisent, et que les phénomènes qui se succèdent, lorsque ces pressions croissent, peuvent se classer en trois groupes principaux, suivant que la matière travaille élastiquement, s'écrouit ou file.

Il en est de même pour les déformations dynamiques, mais il y a lieu d'étudier, en outre, comment elles se propagent au sein de la matière. Nous supposerons d'abord que la pression agit sur un cylindre de longueur illimitée, qui enregistre toutes les phases du phénomène sans les mélanger, puis nous passerons au cas plus complexe d'un cylindre de longueur finie, dans lequel l'onde comprimée se transforme en atteignant l'extrémé opposée à celle où la pression s'exerce.

CYLINDRE DE LONGUEUR INFINIE.

Phénomènes d'élasticité $P < P_\varepsilon$. — Dès que la pression se fait sentir en e, la matière se comprime, se déforme et se met en mouvement de gauche à droite.

Si nous appelons dt_1 le temps que la première tranche dl_1 met à s'accourcir et à se comprimer, il est clair que, pendant ce temps, la face avant de dl_1 ne se déplace pas, tandis que la face arrière avance de $a\,dl_1$ et prend une vitesse

$$w = a\frac{dl_1}{dt_1} = \frac{P}{sE} \times \frac{dl_1}{dt_1}.$$

Comme, par hypothèse, dt_1 est le temps que la pression met à faire sentir son action de l'avant à l'arrière de la tranche dl_1, on peut poser

$$V = \frac{dl_1}{dt_1} = \frac{w}{a} = \frac{sE}{P}w,$$

en désignant par V la distance à laquelle la pression se transmet pendant l'unité de temps, ou, autrement dit, la vitesse de propagation ou vélocité de la pression.

Le théorème des quantités de mouvement nous fournit la relation suivante

$$P \times dt_1 = dm_1 \times w = \frac{dl_1 s d}{g} w \qquad \text{ou} \qquad \frac{dl_1}{dt_1} = \frac{Pg}{sdw};$$

portant cette valeur dans celle de w, il vient

$$w = \frac{P}{sE} \times \frac{Pg}{sdw} \qquad \text{ou} \qquad w^2 = \left(\frac{P}{s}\right)^2 \frac{g}{dE},$$

ce qui donne les expressions suivantes :

$$w = \frac{P}{s}\sqrt{\frac{g}{dE}} = p\sqrt{\frac{g}{dE}} \qquad \text{et} \qquad V = \frac{w}{a} = \sqrt{\frac{gE}{d}}.$$

On voit que la vitesse w communiquée à la matière est proportionnelle à la pression p, tandis que la vélocité de la pression V n'en dépend pas; cette vélocité est donc la même pour toutes les pressions inférieures à la limite élastique.

Le travail de la pression extérieure, pendant le temps dt_1, a pour résultat de comprimer la matière de la tranche dl_1 et de lui imprimer une certaine vitesse; le théorème du travail et des forces vives donne donc la relation suivante :

$$Pa\,dl_1 = \frac{Pa\,dl_1}{2} + \frac{mw^2}{2},$$

pendant les instants suivants dt_2, dt_3, ..., les tranches suivantes dl_2, dl_3, ..., se compriment de même et prennent la vitesse w, chacune à leur tour; cette relation, applicable à chaque tranche en particulier, l'est également à leur ensemble. On voit, en résumé, que les impulsions d'une pression P sur la matière, pendant un temps $\Delta t = \frac{l}{V}$, a les résultats suivants :

Dans la direction de P :

1° Une déformation unitaire (accourcissement)... $a = \frac{P}{sE}$

2° Une compression unitaire de la matière..... $p = \frac{P}{s}$

3° Une vitesse de translation de la matière..... $w = \frac{P}{s}\sqrt{\frac{g}{dE}}$

Dans les directions transversales :

1° Un allongement unitaire de la matière..... $b = \sigma a = \sigma\frac{P}{sE}$

2° Une tension unitaire de la matière..... .... »

3° Une augmentation de section..... $\frac{s - s_0}{s_0} = a(1 - 2\sigma) = (1 - 2\sigma)\frac{P}{sE}$

4° Une diminution de volume..... $\frac{v - v_0}{v_0} = a(1 - 2\sigma) = (1 - 2\sigma)\frac{P}{sE}$

Tous ces effets sont proportionnels à la pression P, et se propagent avec une vélocité $V = \sqrt{\frac{gE}{d}}$, qui est indépendante de la valeur de P, en sorte que celle-ci peut varier, les effets se succèdent sans se mélanger.

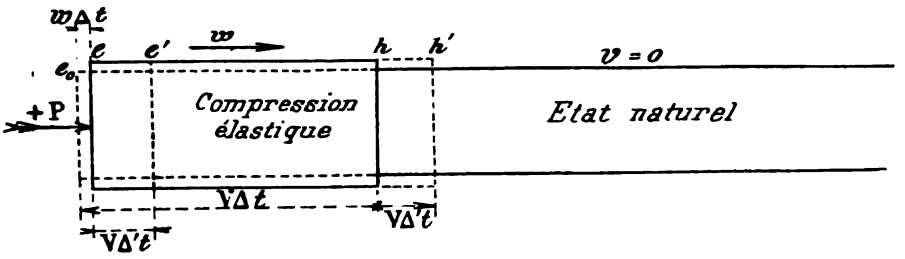
Le travail de la pression P, pendant le même temps Δt,

$$P \times al = \frac{Pal}{2} + \frac{mw^2}{2}$$

se décompose en deux parties égales. Une moitié se transforme en travail intérieur de compression élastique, toujours prêt à reparaître, comme dans la déformation statique; l'autre moitié $\frac{Pal}{2} = \frac{mw^2}{2}$ passe à l'état de force vive par suite du mouvement de translation de la matière.

La figure suivante montre l'état du cylindre après le temps Δt.

Fig. 25.



Si, après ce temps Δt, la pression P cesse de se faire sentir en e, et, par suite, d'appuyer la matière à gauche en la maintenant comprimée, celle-ci se détend en prenant une vitesse précisément égale à w, qui annule celle qu'elle avait vers la droite ; en se détendant, la matière de gauche réagit vers la droite, en sorte que le phénomène continue à se propager dans le même sens, avec la même vélocité. Après un nouvel intervalle de temps $\Delta' t$, la partie comprimée s'est déplacée de $ee' = hh' = V\Delta' t$, comme les traits pointillés l'indiquent sur la figure. Pour un observateur, placé en face de cette onde comprimée et animé d'une vitesse de translation égale à la vélocité V, elle paraît immobile et en équilibre statique, sous l'action des réactions qu'elle subit à ses deux extrémités.

Après le passage de l'onde comprimée, la matière revient à son état naturel sans conserver d'autre trace des phénomènes qu'elle a subis pendant le temps Δt qu'un léger déplacement dans l'espace $w\Delta t$, résultant de la vitesse de translation qu'elle a eue pendant le temps Δt.

Limite de l'élasticité. $P = P_\varepsilon$. — Les choses se passent comme nous venons de l'indiquer tant que la valeur de P reste dans les limites élastiques, mais, lorsque $P = P_\varepsilon$, le phénomène se modifie.

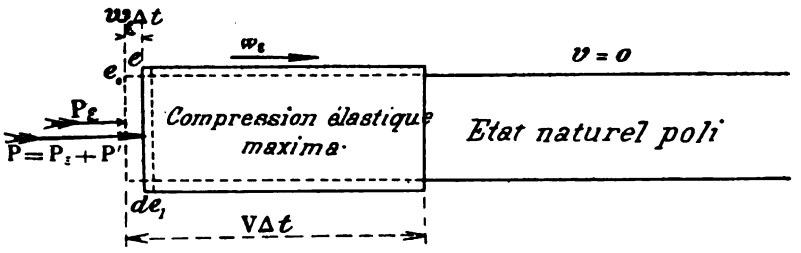
Phénomènes d'écrouissage. $P_\varepsilon < P < P_r$. — Considérons maintenant une barre cylindrique soumise, depuis un temps Δt, à une pression P_ε et supposons qu'une nouvelle pression P' s'ajoute à P_ε en sorte que la pression totale sur la base soit

$$P = P_\varepsilon + P'$$

l'état de la barre est alors le suivant :

Dès que l'accroissement de pression P' se fait sentir en e, la matière, déjà rendue à la limite élastique, s'écrase et s'écrouit en même temps. La pre-

Fig. 26.



mière tranche dl_1 subit un accourcissement unitaire a' composé de deux parties, une partie élastique $a = \frac{P'}{s'E}$, parce que la limite de l'élasticité s'élève de P', et une partie permanente $a' - a = \varphi(P') = \frac{P'}{s'K}$ approximativement; ces deux allongements s'ajoutent, en sorte que l'on a pour l'accourcissement de l'écrouissage

$$a' = a + (a' - a) = \frac{P'}{s'}\left(\frac{1}{E} + \frac{1}{K}\right) = \frac{P'}{s'} \times \frac{1}{E'},$$

en posant $\left(\frac{1}{E} + \frac{1}{K}\right) = \frac{1}{E'}$.

Pendant le temps que la tranche dl_1 et les suivantes mettent à s'écrouir, l'onde comprimée P_ε continue à se propager avec la vélocité V. L'écrouissage et la déformation qui en résulte se propagent également de tranche en tranche, avec une vélocité bien inférieure à V, et que l'on peut déterminer, au moins approximativement, en raisonnant comme on l'a fait pour trouver V.

Pour un observateur placé vers la gauche de la barre, et animé comme elle d'une vitesse de translation w_ε, elle paraît fixe, en sorte qu'il peut facilement observer ses déformations; appelons dt_1 le temps que la première tranche dl_1 met à se déformer; pendant cet instant, la face avant de dl_1 ne se déplace pas, tandis que la face arrière avance de l'accroissement de l'accourcissement

$$a' \times dl_1 = \frac{P' dl_1}{s'E'},$$

et, par suite, prend une vitesse

$$w' = a'\frac{dl_1}{dt_1} = \frac{P'dl_1}{s'E'dt_1}.$$

Comme, par hypothèse, dt_1 est le temps que la pression P′ met à faire sentir son action de l'arrière à l'avant de la tranche dl_1, on peut poser

$$V' = \frac{dl_1}{dt_1} = \frac{w's'E'}{P'}$$

en appelant V′ la distance à laquelle l'écrouissage se transmet, pendant l'unité de temps, dans la matière du solide, ou, autrement dit, la vélocité de l'écrouissage correspondant à la pression $P_s + P'$.

Le théorème des quantités de mouvement (1) fournit la relation

$$P'dt_1 = dmw' = \frac{dl_1 s'd}{g}w' \quad \text{ou} \quad \frac{dl_1}{dt_1} = \frac{P'g}{s'dw'};$$

portant cette valeur dans celle de w', il vient

$$w' = \frac{P'}{s'E'} \times \frac{P'g}{s'dw'} \quad \text{ou} \quad w'^2 = \left(\frac{P'}{s'}\right)^2 \frac{g}{dE'},$$

ce qui donne les expressions suivantes

$$w' = p'\sqrt{\frac{g}{dE'}} \quad \text{et} \quad V' = \sqrt{\frac{gE'}{d}}.$$

Si nous comparons ces valeurs à celles de w et V, nous trouvons :

$$\frac{w'}{w} = \frac{p'}{p}\sqrt{\frac{E}{E'}} \quad \text{et} \quad \frac{V'}{V} = \sqrt{\frac{E'}{E}}.$$

Mais nous savons que $E' < E$, en sorte que

$$\frac{w'}{p'} > \frac{w}{p} \quad \text{et} \quad V' < V.$$

Le travail développé pendant l'écrouissage

$$P'a'l = P'al + P'(a' - a)l$$

s'emmagasine : la première partie, qui correspond à la déformation élastique, moitié à l'état de travail élastique et moitié à l'état de force vive,

$$P'al = \frac{P'al}{2} + \frac{mw'^2}{2};$$

(1) Ce théorème est applicable malgré le dégagement de chaleur, car les mouvements thermiques étant alternatifs ou fermés, l'accroissement de leur quantité de mouvement pendant une période, projeté sur un axe, est nul.

la seconde partie

$$P'(a'-a)l,$$

qui correspond à la déformation permanente, s'emmagasine de différentes manières :

1° A l'état de travail moléculaire d'écrouissage T_e; d'après MM. Charbonnier et Galy-Aché, pour le cuivre, ce travail consiste à briser les cristaux, dont les dimensions sont d'autant plus faibles que le métal est plus écroui;

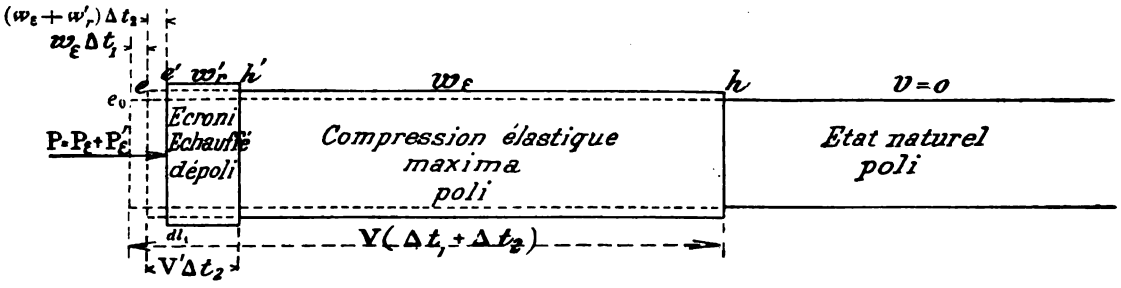
2° A l'état de force vive correspondant à la vitesse de translation w' prise par la matière;

3° A l'état de chaleur correspondant à l'échauffement θ de la matière,

$$P'(a'-a)l = T_e + \frac{mw'^2}{2} + mg\theta c.$$

La figure suivante montre l'état d'un cylindre soumis d'abord pendant

Fig. 27.



un temps Δt_1 à la pression P_ε, puis, pendant un temps $\Delta t_2 = \Delta t_1$, à une pression supplémentaire P'_r, en sorte que la pression totale,

$$P = P_\varepsilon + P'_r = P_r.$$

Si la pression $P_\varepsilon + P'_r = P_r$ cesse subitement de se faire sentir, la matière se détend élastiquement vers la gauche, et l'onde élastique $e'h$ continue à se propager de gauche à droite avec la vélocité V et une vitesse de translation w_ε pour la matière qu'elle comprend. Quant à la partie écrouie, sa compression élastique est plus grande; elle se détendra vers la gauche, et, en voulant continuer à se propager vers la droite, elle écrouira la matière en h', h; tel sera également le résultat de la vitesse supplémentaire w'_r de la partie écrouie; pour ces deux motifs, l'écrouissage en h' se continuera encore quelques instants après que la force P_r aura disparu. Puis l'onde élastique continuera son chemin avec la vélocité V, et il restera à gauche une partie écrouie ayant plus de diamètre, plus de résistance élastique et une température plus élevée; cette dernière s'égalisera progressivement avec celle des parties voisines.

Phénomènes de filage. $P > P_r$ [1]. — Considérons maintenant un cylindre dont l'extrémité a été portée à l'écrouissage maximum par une pression

$$P_r = P_\varepsilon + P'_r$$

dont les deux parties ont été supportées, P_ε pendant un temps Δt_1, P'_r pendant un temps Δt_2, comme l'indique la figure 27, et supposons qu'après ces intervalles de temps $\Delta t_1 = \Delta t_2$, une pression supplémentaire P'' vienne s'ajouter à P_r en sorte que

$$P = P_r + P'' = P_\varepsilon + P'_r + P''.$$

En e', la matière rendue à son maximum de résistance se trouve en équilibre instable sous l'action de la pression $P_r = P_\varepsilon + P_r$; elle file dès que la pression P'', même très faible, se fait sentir; la section augmente jusqu'à ce que l'équilibre se rétablisse, ce qui exige que la charge unitaire reprenne la même valeur. L'allongement unitaire correspondant à P'' est alors, comme nous l'avons vu en étudiant les déformations statiques,

$$a'' = \frac{P''}{P_r + P''} = \frac{P''}{P_\varepsilon + P_r + P''}.$$

La déformation élastique correspondant à P_ε, la déformation permanente d'écrouissage maximum correspondant à P'_r, la déformation de filage correspondant à P'' se propagent avec des vélocités V, V' et V'', et nous avons vu que $V > V'$; quant à V'' elle peut se déterminer approximativement comme les précédentes. Si nous appelons dt_1 le temps que dl_1 met à s'accourcir, il est clair que pendant cet instant la face avant de dl_1 ne se déplace pas, tandis que la face arrière avance de $a'' dl_1$ et prend une vitesse

$$w'' = a'' \frac{dl_1}{dt_1}.$$

Comme par hypothèse dt_1 est le temps que la pression met à faire sentir son action d'un côté à l'autre de la tranche dl_1, on a

$$V'' = \frac{dl_1}{dt_1},$$

en appelant V'' la distance à laquelle le filage se transmet pendant l'unité de temps dans la matière qui compose le solide.

D'autre part, le théorème des quantités de mouvement fournit la relation suivante :

$$P'' dt_1 = dm_1 w'' = \frac{dl_1 s'' d}{g} w'' \qquad \text{ou} \qquad \frac{dl_1}{dt_1} = \frac{g P''}{s'' d w''},$$

---

[1] Nous avons déjà signalé que nous considérions un cas limite en admettant que l'écrouissage est nul pendant la période de filage.

d'où

$$w'' = a'' \frac{gP''}{s''d w''} \qquad \text{ou} \qquad w''^2 = \frac{P''}{P_r + P''} \frac{gP''}{s''d} = \frac{P''^2 g}{s''d(P_r + P'')} = \left(\frac{P''}{s''}\right)^2 \frac{g}{d\frac{P_r + P''}{s''}},$$

et comme la pression unitaire reste constante pendant la période de filage

$$\frac{P_r + P''}{s''} = \frac{P_r}{s_r} = p_r$$

et que

$$a'' = \frac{P''}{P_r + P''},$$

on trouve en définitive

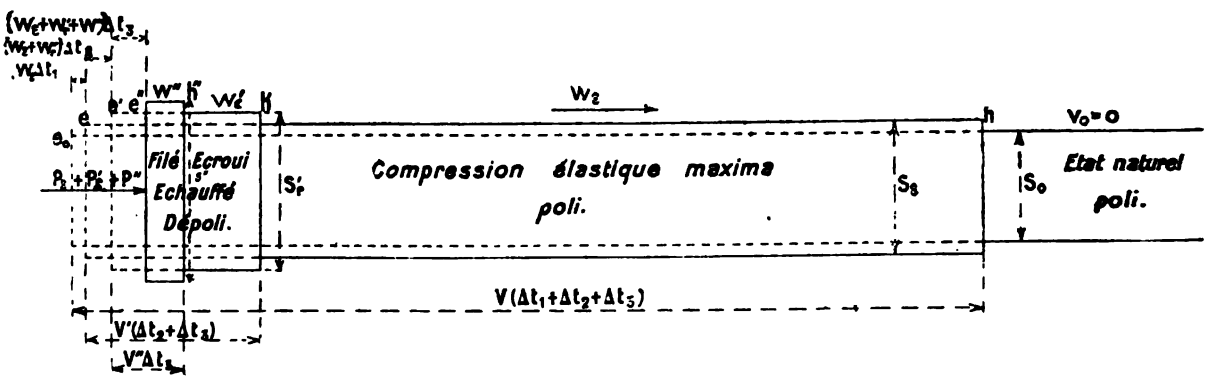
$$w'' = p''\sqrt{\frac{g}{dp_r}} \qquad \text{et} \qquad V'' = \frac{w''}{a''} = \sqrt{\frac{gp_r}{d}}.$$

L'onde filée se propage avec une vélocité V'' à la suite de l'onde écrouie, et, dans cette onde, la matière prend une vitesse w'' qui s'ajoute à celle qu'elle avait déjà.

Le travail développé par les glissements de la matière s'emmagasine à l'état de force vive dans la direction des forces et dans la direction perpendiculaire, et aussi à l'état de chaleur. La vitesse transversale peut d'ailleurs se calculer en fonction de w'' puisque $\sigma = \frac{1}{2}$.

Après un nouvel intervalle de temps $\Delta t_3 = \Delta t_2 = \Delta t_1$ l'éprouvette se trouve donc dans les conditions suivantes :

Fig. 28.



Si l'on suppose maintenant que la pression $P = P_e + P'_r + P''$ vienne à disparaître, l'onde élastique se propage vers la droite avec la vélocité V en conservant sa longueur, et cette propagation dure indéfiniment parce que le travail élastique dépensé vers la droite est récupéré vers la gauche. Quant aux autres ondes, elles s'amortissent et disparaissent promptement.

Pression croissante. — Supposons maintenant que la pression sur la base du cylindre solide croisse proportionnellement au temps.

$$P = B \times t \quad \text{ou} \quad t = \frac{P}{B} \quad \text{et} \quad p = \frac{P}{s} = \frac{B \times t}{s}.$$

Dans ces conditions, les effets de cette pression sur la matière augmentent progressivement, et se propagent suivant la longueur du cylindre, dont la base se déplace dans le même sens. Le tout se passe de la manière suivante :

Période élastique. $P < P_\varepsilon$ et $t < t_\varepsilon - w = p\sqrt{\frac{g}{dE}} - V = \sqrt{\frac{gE}{d}}$. — Les déformations, la tension et la vitesse de la matière croissent proportionnellement au temps, comme la pression. Leur vélocité est constante, ainsi que les valeurs de E et de σ, en sorte que le cylindre prend une forme légèrement conique sur une longueur qui était primitivement de $V \times t_\varepsilon$. En même temps la base du cylindre avance d'une quantité

$$e_0 e_\varepsilon = \int_0^{t_\varepsilon} u\, dt = \frac{1}{2} w_\varepsilon t_\varepsilon.$$

Période d'écrouissage.

$$P = P_\varepsilon + P' \quad \text{ou} \quad P' < P'_r \quad \text{et} \quad t' < t'_r, \quad u' = p'\sqrt{\frac{g}{dE'}}, \quad V' = \sqrt{\frac{gE'}{d}}.$$

— Lorsque la pression dépasse la limite élastique, elle peut se décomposer en deux parties, qui agissent d'une façon fort différente. La première P_ε équilibre la tension correspondant à la limite élastique, atteinte par la matière pendant la période précédente, en sorte que cette tension continue à se propager avec la vélocité V, en donnant lieu à un léger renflement cylindrique, qui fait suite au cône de la période élastique, et cela sur une longueur qui était primitivement de $V \times t'_r$. La seconde P′ agit sur la matière déjà rendue à sa limite élastique, elle l'écrouit, l'échauffe et augmente ses déformations qui deviennent en partie permanentes. Les effets de P′ se propagent avec une vélocité V′ que nous supposons constante, de même que le rapport $\frac{da}{dp}$ des variations des accroissements unitaires de la longueur et de la pression, bien qu'il n'en soit pas exactement ainsi; quoi qu'il en soit, P'_r donne lieu dans le temps t'_r à un nouveau renflement sensiblement conique, sur une longueur $V' t_r$ comptée sur la matière rendue à la limite élastique. En résumé, pendant cette période, P_ε entretient l'onde élastique et P′ donne naissance à l'onde écrouie.

En même temps la base du cylindre avance d'une quantité

$$e_\varepsilon e_r = \int_{t_\varepsilon}^{t_r} (u_\varepsilon + u')\, dt = \left(u_\varepsilon + \frac{1}{2} u'_r\right) t'_r.$$

Période de filage.

$$P = P_\varepsilon + P'_r + P'' \quad \text{ou} \quad P > P_r \quad \text{et} \quad t > t_r w'' = p'' \sqrt{\frac{g}{dp_r}}\, V'' = \sqrt{\frac{gp_r}{d}}.$$

— Lorsque la pression dépasse la limite de résistance ou d'écrouissage, elle peut se décomposer en trois parties qui n'agissent pas de même.

Les deux premières forces $P_\varepsilon + P'_r = P_r$ font équilibre à la tension de la matière, qui avait atteint l'écrouissage maximum à la fin de la période précédente; elles assurent la propagation de cet écrouissage avec sa vélocité propre V', et donnent lieu à un renflement cylindrique, qui fait suite au cône d'écrouissage. Dans ce cône d'écrouissage, la tension diminue de P'_r à la grande base à P_ε à la petite; cette dernière pression continue à assurer la propagation de l'onde élastique, dont la partie cylindrique s'allonge. La troisième force P'' agit sur la matière déjà rendue à l'écrouissage maximum, et la fait filer en l'échauffant, mais sans augmenter sensiblement sa tension. Les glissements intérieurs qui se produisent font varier la section sans altérer le volume $s \times l$, en sorte que la dérivée de celui-ci est nulle :

$$ds \times l = dl \times s \quad \text{ou} \quad \frac{ds}{dt} l = \frac{dl}{dt} s \quad \text{ou} \quad \frac{ds}{dt} = \frac{dl}{dt} \frac{s}{l},$$

ce qui permet de calculer la vitesse de variation de la section et par suite la vitesse transversale de la matière. Les effets de P'' se propagent avec une vitesse propre $V'' < V'$, et cette pression donne lieu à un nouveau renflement à section croissante, dont la longueur augmente avec t'', qui n'est pas limité comme t'.

En résumé, pendant cette période :

P_ε entretient l'onde élastique } en allongeant la partie cylindrique, tandis
P'_r entretient l'onde écrouie } que la partie conique reste la même;
P'' donne naissance à l'onde filée.

En même temps la base du cylindre avance d'une quantité

$$e_r e'' = \int_{t_r}^{t''} (w_\varepsilon + w'_r + w''_t)\, dt = \left(w_\varepsilon + w'_\varepsilon + \frac{1}{2} w''\right) t''.$$

On voit que les ondes se succèdent en raison de la vélocité de chacune d'elles, en sorte que les plus rapides prennent l'avance sur les autres. A défaut de données relatives à la compression, nous prendrons, pour l'acier recuit, une valeur de $E = 20\,000^{kg}$ généralement admise, et pour les valeurs de E' et de E'' celles qu'on peut relever sur les courbes de la figure 5 relatives à des efforts de traction, et qui peuvent être peu exactes pour la compression. Quoi qu'il en soit, la période de filage peut se traiter comme celle d'écrouissage (1) en relevant la pente de la ligne droite représentative, sans

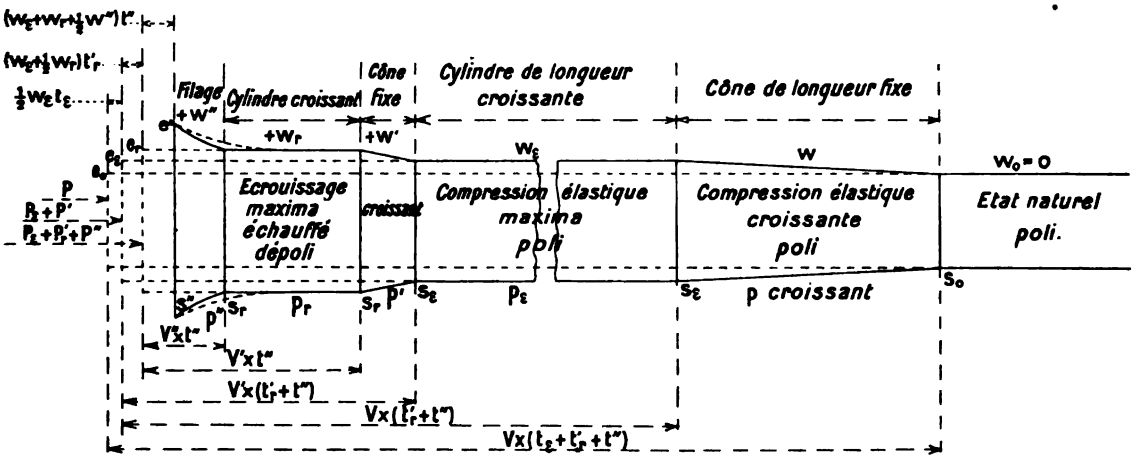
(1) D'une façon générale, on peut poser $\frac{dp}{da} = E$, et exprimer en fonction de E les valeurs

avoir recours au cas limite que nous avons étudié. On trouve ainsi, en nombres ronds :

Périodes		
élastique.	d'écrouissage.	de filage.
$E = \frac{p}{a} = 20\,000^{kg}$	$E' = \frac{p'}{a'} = 260^{kg}$	$E'' = \frac{p''}{a''} = 40^{kg}$
$V = 10\sqrt{12,5\,E} = 5000^{m}$	$V' = 10\sqrt{12,5\,E'} = 590^{m}$	$V'' = 10\sqrt{12,5\,E''} = 225^{m}$
$w = p\frac{V}{E} = 0,25\,p$	$w' = p'\frac{V'}{E'} = 2,2\,p'$	$w'' = p''\frac{V''}{E''} = 5,6\,p''$
$\frac{w}{V} = \frac{p}{E} = \frac{p}{20\,000}$	$\frac{w'}{V'} = \frac{p'}{E'} = \frac{p'}{260}$	$\frac{w''}{V''} = \frac{p''}{E''} = \frac{p''}{40}$

Les vitesses de translation de la matière varient en sens inverse des vélocités, en sorte que les plus petites vitesses correspondent, comme période, aux plus grandes vélocités. On voit que pratiquement ces deux genres de

Fig. 29.



vitesse ne peuvent pas avoir la même valeur pendant les périodes élastique et d'écrouissage. Mais, pendant la période de filage, pour que $w'' = V''$ il suffit que $p'' = 40^{kg}$. D'après le cas limite que nous avons étudié, il suffit que $p'' = p'_r$ ou que $p = 2p'_r$ soit environ 150^{kg}, ce qui n'a rien d'impossible.

Lorsque la valeur de p est très élevée, la matière fatigue non seulement par compression dans le sens des forces, mais encore transversalement par

---

de V et de w pour un point de la courbe des pa. Le fait que cette courbe présente des parties plates, permettant de la remplacer, en pratique, par des portions de lignes droites, simplifie beaucoup les questions. Quant au fait lui-même, que la courbe des pa comporte de longues inflexions, il doit tenir aux conditions d'équilibre de la matière, et pourrait aider à les déterminer.

tension; elle peut se déchirer et les morceaux sont projetés avec force.

Tout ce qui précède est relatif à la compression; dans le cas de la traction, la localisation des efforts peut produire des phénomènes de striction, qui s'ajoutent aux autres en les compliquant.

CYLINDRE DE LONGUEUR FINIE.

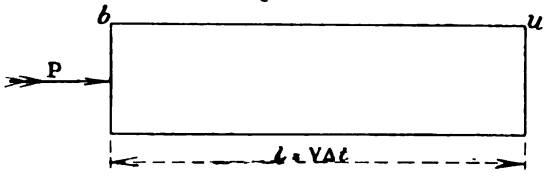
Après avoir étudié les phénomènes qui s'enregistrent sur un solide de longueur infinie, examinons maintenant ce qui arrive lorsque l'effet de la pression atteint l'extrémité d'un solide de longueur modérée.

Phénomène élastique. — Considérons un prisme de longueur l soumis à l'action d'une pression constante comprise dans les limites de l'élasticité $P < P_\varepsilon$, et partageons le temps en intervalles d'une durée égale à celle que la pression met à parcourir le solide d'une extrémité à l'autre, $\Delta t = \frac{l}{V}$.

Pendant le premier intervalle Δt_1, la pression en se transmettant de proche en proche comprime le solide sur toute sa longueur et lui communique en même temps une vitesse de translation $w = \frac{P}{m}\Delta t = \frac{P}{s}\sqrt{\frac{g}{dE}}$.

Pendant le second intervalle Δt_2 le solide comprimé sur toute sa longueur, et appuyé à gauche par la pression P, commence à se détendre vers la droite,

Fig. 30.



où il n'éprouve pas de résistance. Les diverses tranches se détendent successivement de droite à gauche avec la même vélocité $V = \sqrt{\frac{gE}{d}}$, qu'elles ont mise à se comprimer, et en même temps elles prennent une nouvelle vitesse de translation w égale à la première.

Les mêmes phénomènes de compression se reproduisent pendant tous les intervalles impairs Δt_3, Δt_5, ... et les mêmes phénomènes de détente pendant les intervalles pairs Δt_4, Δt_6, ..., en sorte que le solide prend un mouvement saccadé ou vermiculaire, dont les vitesses, à la fin des périodes paires, où la matière est détendue, sont exactement les mêmes que si le solide était invariable, comme nous l'avons expliqué en détail dans une précédente étude [1] où nous avons donné une représentation graphique de ce mouvement.

---

[1] *Action comparée des forces sur les solides invariables, élastiques, déformables* (*Bulletin de l'Association Technique Maritime*, 1902, p. 331 et suiv.).

Phénomène d'écrouissage. — Lorsque la pression dépasse la limite élastique tout en restant inférieure à la limite de rupture, elle peut se décomposer en deux parties qui ont chacune leur effet :

$$P_\varepsilon < P < P_r. \qquad P = P_\varepsilon + P'.$$

La pression P_ε se transmet avec la vélocité V en comprimant la matière, et lui communiquant une vitesse w_ε.

La pression P' se transmet avec la vélocité V' en écrouissant la matière, et lui communiquant une vitesse w' qui s'ajoute à w_ε.

Comme V est beaucoup plus grande que V', la compression élastique atteint l'extrémité du corps bien avant l'écrouissage, dès qu'elle est rendue en u, la matière se détend de droite à gauche jusqu'à la tête de l'onde écrouie, puis il se produit une nouvelle onde comprimée suivie d'une autre onde détendue, et ainsi de suite alternativement jusqu'à ce que l'onde écrouie atteigne l'extrémité de droite du solide. A ce moment, le solide étant écroui sur toute sa longueur, sa limite élastique $P'_\varepsilon = P'$, et l'on retombe dans le cas précédent, d'un solide élastique soumis à l'action d'une pression comprise dans les limites de l'élasticité.

Phénomène de filage. — Lorsque la pression dépasse la limite de rupture, elle peut se décomposer en trois parties,

$$P > P_r, \qquad P = P_\varepsilon + (P_r - P_\varepsilon) + P'',$$

qui ont chacune leur effet comme dans le cas précédent.

La pression P_ε comprime la matière en lui communiquant une vitesse de translation w_ε, et se transmet avec la vélocité V.

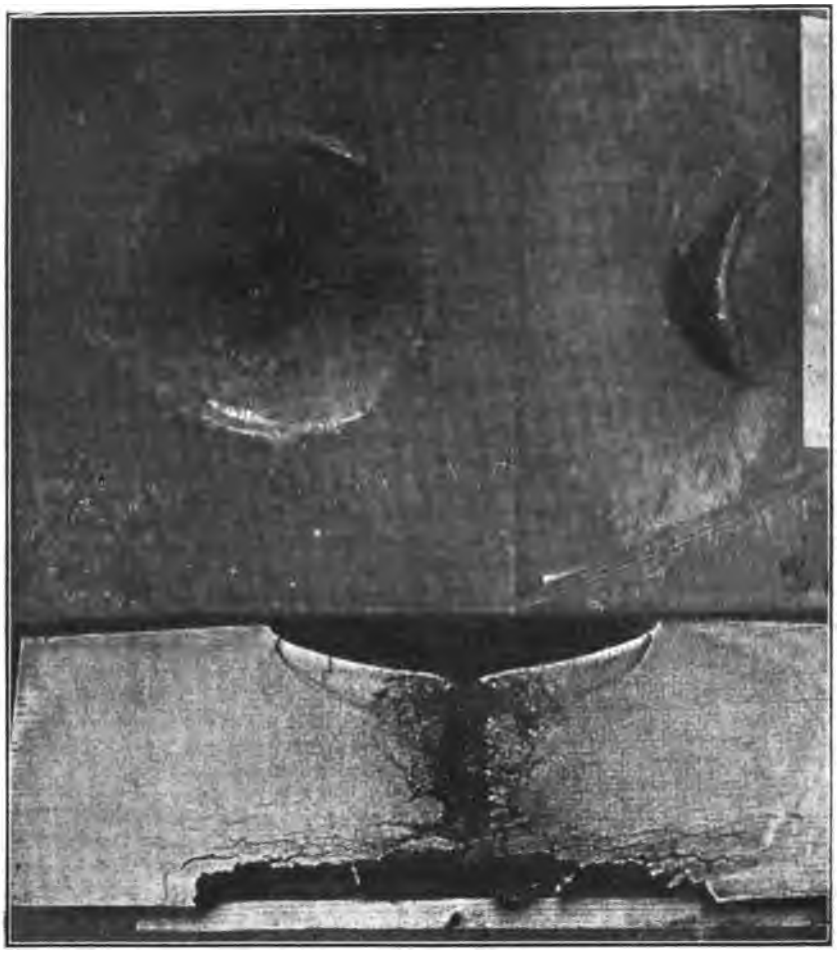
La pression $(P_r - P_\varepsilon)$ donne à la matière l'écrouissage maximum en lui imprimant une vitesse w'_r, qui s'ajoute à w_ε, et se transmet avec une vélocité $V' < V$.

Enfin la pression P'' fait filer la matière en lui imprimant une vitesse w'', qui s'ajoute aux autres, et se transmet avec une vélocité $V'' < V'$. En même temps le prisme se gonfle, sa section augmente beaucoup et il s'échauffe.

La compression élastique ayant une vélocité très supérieure aux autres, atteint la première l'extrémité u du prisme; à ce moment la matière commence à se détendre vers la droite en prenant une nouvelle vitesse w_ε, et cette détente se propage vers la gauche jusqu'en tête de l'onde écrouie. Les ondes alternativement comprimées et déprimées se succèdent alors jusqu'à ce que tout le prisme soit rendu à l'écrouissage maximum P_r. En même temps, la matière continue à filer, et la section augmente jusqu'à ce que la pression P corresponde à l'écrouissage maximum pour la nouvelle section, ce qui constitue un état d'équilibre, qui peut même être dépassé en vertu de la vitesse acquise par la matière. On voit qu'on retombe dans le premier cas, lorsque le solide durci, raccourci, et gonflé par l'écrouissage et le filage, peut résister

élastiquement à la force P. Il est bien entendu que nous avons supposé la matière assez malléable pour que la rupture ne se produise pas pendant le filage de la matière.

Fig. 31.



Il est bon de remarquer que la matière fatigue d'abord du côté où la pression se fait sentir, et que c'est également de ce côté qu'elle fatigue le plus longtemps.

Si la pression vient à disparaître brusquement, pendant la période d'écrouissage ou de filage, la matière animée d'une grande vitesse vers la droite se détend vers la gauche, en sorte que le solide a, dans ses différentes parties, des vitesses très différentes qui tendent à le rompre. La figure ci-dessus donne un exemple de rupture obtenu en faisant partir, sur une tôle dure, un pétard d'un explosif très violent.

IV. — DÉFORMATIONS AU CHOC.

Les déformations qui se produisent au choc sont des déformations dynamiques. Nous avons déjà traité la question du choc élastique ([1]) et donné des exemples de déformations permanentes au choc ([2]). Ce que nous venons de dire permettrait d'étendre la théorie du choc au cas où il entraîne l'écrouissage et le filage de la matière, mais nous ne pouvons pas aborder ici ces questions qui demanderaient de longs développements, car il faudrait passer en revue les différentes catégories des phénomènes :

Choc élastique,
Choc avec écrouissage de la matière,
Choc entraînant la rupture de la matière,
Choc avec filage de la matière qui présente certaines analogies avec le choc d'une masse liquide;

et montrer notamment l'influence de la masse et celle de la vitesse sur les résultats du choc.

Nous nous contenterons, pour le moment, de faire remarquer que la mesure des vitesses, de la forme et de la température avant et après le choc peut donner d'utiles indications pour contrôler l'exactitude des déductions de la théorie.

V. — DÉFORMATIONS, MESURE DES PRESSIONS.

Les déformations des solides, sous l'action de forces parallèles, sont souvent employées à la mesure de ces forces. On utilise, suivant le cas, des déformations élastiques ou permanentes.

APPAREILS A DÉFORMATIONS ÉLASTIQUES.

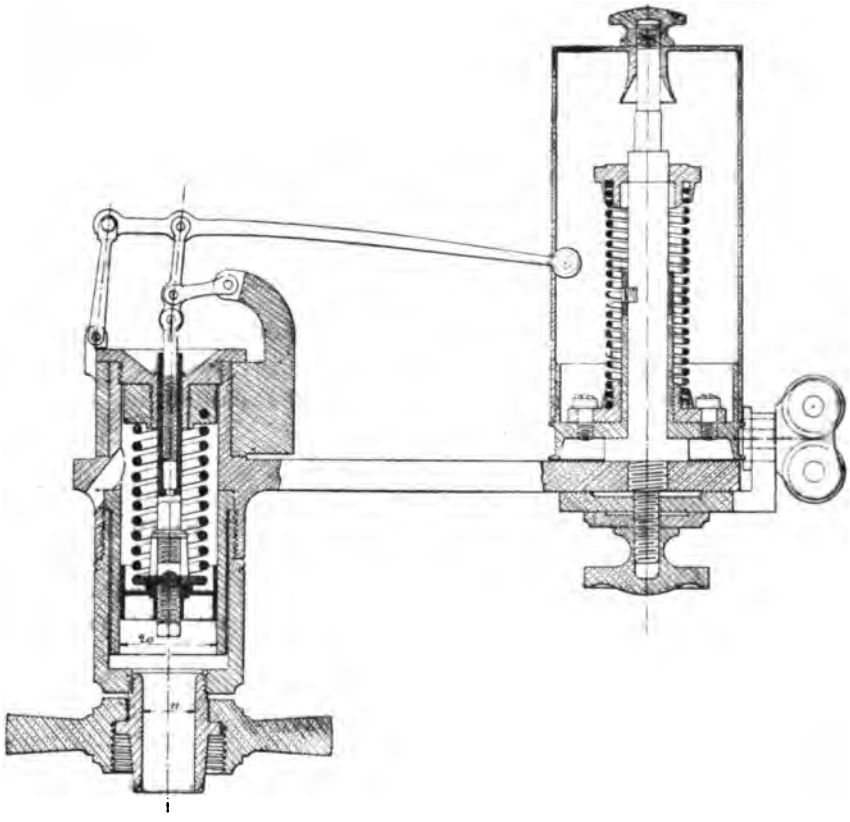
L'indicateur de Watt est le type de ces appareils. Il a été imaginé par ce célèbre ingénieur pour se rendre compte de la pression, à l'intérieur du cylyndre des machines à vapeur, pendant toute la course du piston. Cet appareil se compose essentiellement d'un petit cylindre, qui communique avec le grand, et dont le piston, soumis d'un côté à l'action de la vapeur, comprime de l'autre un ressort dont les flexions, proportionnelles à la pression qu'il subit, sont enregistrées par un crayon relié à sa tige.

([1]) *Les théories du choc et de l'expérience* (*Bulletin de l'Association Technique Maritime* de 1903).

([2]) *Action comparée des forces sur les solides invariables, élastiques, défavorables* (*Bulletin de l'Association Technique Maritime* de 1902).

Le crayon monte et descend devant un papier qui est animé d'un mouvement semblable à celui du grand piston, et trace, par suite, une courbe dont les ordonnées sont proportionnelles à la pression de la vapeur et les abscisses à la course du grand piston, en sorte que la surface représente le travail de la vapeur dans le grand cylindre. Si la pression de la vapeur est faible et l'allure de la machine lente, on obtient une courbe régulière; on conçoit, en effet, qu'il puisse y avoir constamment équilibre entre la pression de la vapeur

Fig. 32.

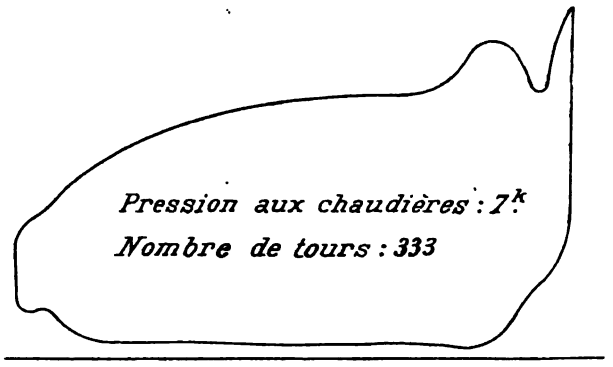


et la tension du ressort. Mais, si la pression augmente ainsi que l'allure de la machine, on voit d'abord apparaître un crochet dû à la grande vitesse du piston de l'indicateur dans sa course ascensionnelle, puis des vibrations de plus en plus fortes, qui déforment la courbe et finissent par rendre impossible d'en tirer parti.

Si l'on examine ce qui se passe dans le cylindre de l'indicateur pendant que le grand piston est stationnaire à bout de course, on se rend compte que la pression sur le petit piston atteint très promptement sa valeur maxima après que l'admission est ouverte, à cause de la grande vitesse d'écoulement de la vapeur, tandis que la tension du ressort ne peut augmenter qu'à mesure

que le petit piston se déplace, ce qui demande un temps d'autant plus long que sa masse et celle du porte-crayon sont plus considérables. Il en résulte que, pendant une grande partie de la course ascendante du petit piston, la

Fig. 33.



vapeur agit à pleine pression, tandis que le ressort ne réagit que progressivement, d'où un excès du travail moteur par rapport au travail résistant, excès qui s'emmagasine à l'état de force vive. Dans ces conditions, il est

Fig. 34.

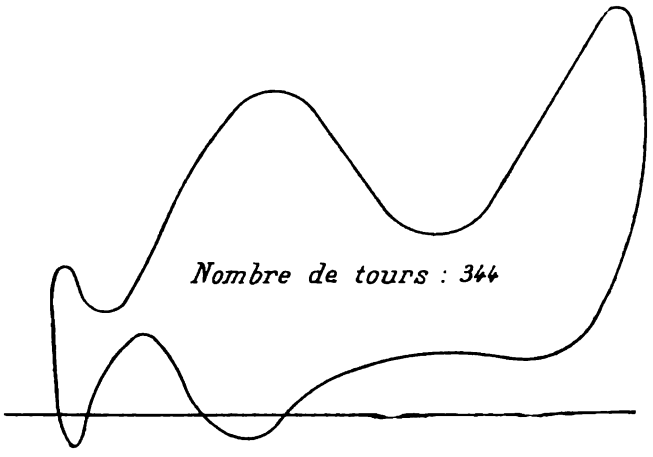
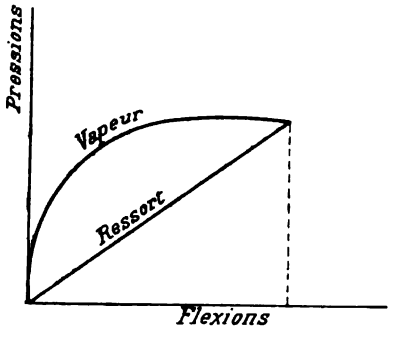


Fig. 35.



Indicateur ancien modèle.

naturel que le petit piston dépasse sa position d'équilibre et oscille autour d'elle. On a cherché à remédier à cet inconvénient de différentes manières : en étranglant l'arrivée de vapeur au petit cylindre; en exerçant une pression soit avec le doigt sur la tige de piston, soit avec le crayon sur le papier, pour augmenter la résistance à la montée, mais ce ne sont là que des palliatifs, et ils peuvent avoir des inconvénients. En étudiant le mouvement vibratoire de

l'ensemble formé par le piston, le porte-crayon et le ressort de l'indicateur ([1]), on trouve que la durée des oscillations :

1° Est indépendante de leur amplitude;

2° Est proportionnelle à la racine carrée de l'échelle de l'indicateur et du poids de l'ensemble rapporté à la surface du piston.

On en conclut qu'il y a intérêt à alléger les parties mobiles pour avoir une durée d'oscillation aussi faible que possible, et, dans le même but, à employer des ressorts très raides, quitte à amplifier la course pour que le crayon trace une courbe de dimensions suffisantes. C'est d'ailleurs dans cet ordre d'idées que sont construits les meilleurs indicateurs Richard, Martin, Crosby.

M. Marcel Desprez, pour éviter les inconvénients que nous venons de signaler, a eu l'idée de limiter la course du piston à l'aide de buttoirs qui se déplacent. Dans ces conditions, le crayon ne trace, à chaque tour, qu'une bande horizontale de la courbe, et, lorsque celle-ci est complète, elle représente la résultante des indications de l'appareil pendant un grand nombre de tours de la machine. Ce système ne s'est pas répandu, tant à cause des chocs auxquels il donne lieu, que de la difficulté de lire les parties de la courbe voisines de l'horizontale, notamment pendant la période d'évacuation. Mais lorsque, au lieu de chercher la loi complète du développement de la pression, on désire seulement connaître le maximum qu'elle atteint, on obtient de bons résultats en donnant au ressort une bande initiale à l'aide d'un buttoir.

APPAREILS A DÉFORMATIONS PERMANENTES.

Le crusher imaginé par le capitaine Noble, de l'Artillerie Anglaise, est le type des manomètres à écrasement, c'est lui qu'on emploie généralement pour mesurer la pression maxima des gaz de la poudre dans les canons. Cette mesure présentait de grandes difficultés, qui ont été résolues par l'emploi d'un petit cylindre en cuivre rouge, qu'on écrase entre une enclume fixe et la tête d'un piston, dont la base, de section connue, reçoit l'action des gaz de la poudre. Cet appareil a été l'objet d'une étude approfondie de la part de MM. Sarrau et Vieille ([2]), Ingénieurs des Poudres et Salpêtres, dont nous résumons le remarquable travail.

La figure ci-contre représente un crusher logé dans un bouchon en acier, qui se visse sur la paroi du réservoir où se produit l'explosion. L'enclume *a* et le piston *b* sont en acier trempé, ce dernier ne doit pas laisser passer les gaz. Le cylindre *c* est en cuivre rouge, a 8^{mm} de diamètre sur 13^{mm} de hauteur, une

---

([1]) *Étude sur les indicateurs de Watt*, par L. DE MAUPEOU, Ingénieur de la Marine. (*Mémorial du Génie maritime*, 5e Livraison, 1881.)

([2]) *Étude sur l'emploi des manomètres à écrasement* (*Mémorial des Poudres et Salpêtres*, t. I, p. 357).

bague en caoutchouc le centre dans son logement. Le métal doit être très pur, il est tourné dans une barre de gros diamètre, puis recuit au charbon de bois et plongé dans l'eau quand il est encore rouge. Grâce à ces précautions, la régularité des déformations est remarquable, les bases restent rigoureuse-

Fig 36.

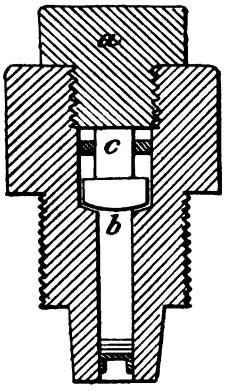
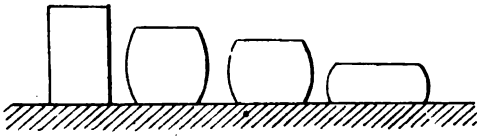


Fig. 37.



ment circulaires pendant l'écrasement, bien que leur surface puisse doubler et même tripler.

On peut compléter le crusher, et le rendre enregistreur, en ajoutant un diapason qui se déclanche au commencement du mouvement, et dont les vibrations s'enregistrent sur une petite plaque au noir de fumée, qui participe au mouvement du piston.

Tarage statique. — Les cylindres en cuivre sont tarés statiquement, c'est-à-dire en faisant subir à la force de tarage T des accroissements successifs dT assez faibles, et assez espacés pour que l'équilibre ait le temps de s'établir, et que la vitesse d'écrasement $\frac{du}{dt}$ soit négligeable. On dresse ensuite une table de tarage, dans laquelle on met en regard les forces de tarage T ou de résistance du métal R, et l'écrasement $\varepsilon = \int_0^\varepsilon du$ correspondant. Cette table peut être remplacée par la formule empirique suivante :

$$T = R = 541 + 535\varepsilon = k_0 + k\varepsilon,$$

dans laquelle les unités sont le kilogramme et le millimètre.

L'expérience montre que les valeurs de R sont un peu fortes lorsque l'écrasement est inférieur à $0^{mm},8$, mais l'erreur est négligeable, tandis qu'elle ne l'est plus lorsque l'écrasement dépasse $5^{mm},5$; la formule n'est donc plus applicable au delà de cette limite.

Si l'on désigne par p la pression unitaire sur le piston et par ω la surface

de celui-ci, on peut écrire

$$p = \frac{T}{\omega} = \frac{541 + 535\varepsilon}{\omega}.$$

Écrasement par une force constante. — Nous venons de voir que pendant le tarage statique on a constamment la relation suivante entre l'écrasement u et la résistance R du cylindre en cuivre :

$$R = k_0 + k\varepsilon \qquad \text{ou} \qquad R\,du = k_0\,du + ku\,du.$$

Supposons maintenant que la force P qui agit sur le piston du crusher primitivement au repos, au lieu de croître progressivement, atteigne brusquement sa valeur et reste constante, le piston qu'on peut supposer invariable transmet la pression P au cylindre de cuivre, qui s'écrase en opposant une résistance R croissante. Le mouvement du piston s'accélère d'abord, puis se ralentit ensuite, et, lorsque le piston est de nouveau au repos, on constate un écrasement ε. Comme la force vive du piston est nulle avant et après son mouvement, le travail de la force P est égal à celui de la résistance R, et si l'on néglige les compressions élastiques, relativement très faibles, on peut écrire

$$P\varepsilon = \int_0^\varepsilon R\,du = \int_0^\varepsilon k_0\,du + \int_0^\varepsilon ku\,du = k_0\varepsilon + \frac{k\varepsilon^2}{2}$$

ou

$$P = k_0 + \frac{k\varepsilon}{2}.$$

Comparant cette valeur de P à celles de T, on voit que :

La valeur de la force constante qui produit, sans vitesse initiale du piston, un écrasement déterminé, est égale à la force de tarage correspondant à la moitié de cet écrasement.

Cet important résultat a été vérifié par expérience. Le tableau suivant montre que, dans les limites indiquées, les charges calculées par la formule précédente diffèrent très peu de celles qui produisent réellement l'écrasement.

Charges effectives.	Nombre de mesures.	Écrasement moyen ε.	Charges calculées.
m		mm	kg
1000	3	1,85	1,039
1250	3	2,57	1,205
1500	3	3,32	1,432
1750	4	4,24	1,678
2000	3	5,22	1,940

Cas limites. — On voit en résumé qu'un écrasement déterminé ε peut être produit statiquement par une force croissante dont la valeur augmente de o jusqu'à la force de tarage correspondant à l'écrasement ε, ou dynamiquement

par une force constante égale à la force de tarage correspondant à la moitié de ε. Dans le premier cas, il y a constamment équilibre entre la force et la résistance du cylindre en cuivre, tandis que dans le second cas la force d'abord supérieure à la résistance imprime au piston une vitesse qu'il perd ensuite.

La durée de l'écrasement statique est forcément grande pour que la vitesse d'écrasement soit faible; quant à la durée de l'écrasement dynamique, elle est beaucoup plus faible et peut se calculer : nous l'appellerons τ_0.

Cas intermédiaire. — Entre ces deux cas limites d'une pression croissant très lentement et d'une pression constante, il peut en exister une infinité d'autres, dans lesquels la pression croît plus ou moins rapidement avec le temps; leur étude conduit à analyser le mouvement du piston du crusher.

Dans les conditions suivantes :

m, masse du piston;
$P = f(t)$, pression variable exercée sur la base du piston;
u, déplacement du piston après le temps t (écrasement);
$R = k_0 + ku$, résistance correspondante du cylindre.

L'équation différentielle du mouvement du piston du crusher est

$$m\frac{d^2u}{dt^2} + R = P \qquad \text{ou} \qquad m\frac{d^2u}{dt^2} + ku + k_0 = f(t).$$

Cette équation est intégrable, et, quand la force P passe par un maximum, on obtient par l'intégration la relation qui existe entre ce maximum Pm et l'écrasement ε. Cette relation est de la forme

$$Pm = k_0 + \frac{k\varepsilon}{1 + \psi\left(\frac{\tau}{\tau_0}\right)}.$$

τ est le temps qui sépare la production du maximum de l'origine du mouvement. On le déduit, dans chaque cas, par des relations théoriques approchées, de la durée de l'écrasement mesurée à l'appareil enregistreur;

$\tau_0 = \pi\left(\frac{m}{k}\right)^{\frac{1}{2}}$, cette durée est indépendante de l'intensité de la force constante, et proportionnelle à la racine carrée de la masse du piston;

$\frac{\tau}{\tau_0} = \frac{k'\tau}{\sqrt{m}}$, ce rapport dépend de la vivacité de l'explosif et de la masse du piston, il peut être considéré comme la variable caractéristique du phénomène;

ψ, fonction qui est égale à l'unité quand $\frac{\tau}{\tau_0}$ est nul, et qui décroît rapidement quand $\frac{\tau}{\tau_0}$ croît.

D'après cela, si $\frac{\tau}{\tau_0}$ a une grande valeur, si τ est long et $\sqrt{m}$ faible, on se trouve dans le cas de l'écrasement statique $P = k_0 + k\varepsilon$.

Si au contraire $\frac{\tau}{\tau_0}$ a une valeur très faible, si τ est court et $\sqrt{m}$ grand, c'est le cas de l'écrasement dynamique $P = k_0 + \frac{k\varepsilon}{2}$.

Pour les valeurs intermédiaires de $\frac{\tau}{\tau_0}$, le phénomène est compris entre ces deux cas limites.

Le tableau suivant donne quelques résultats d'expérience :

Désignation et état de l'explosif.		Densité de chargement.	Écrasement durée.	Écrasement valeur.	Vitesse moyenne.	Valeurs de τ calculées.
			s	mm	m	s
Poudre de guerre	poussier.....	0,70	0,00150	5,75	3,83	0,00150
	grains.....	»	0,00240	5,50	2,29	0,00240
	fragments de galette.	»	0,00420	5,60	1,33	0,00420
	bloc comprimé.....	»	0,07300	5,50	0,075	0,07300
Nitro-cellulose	poussier.....	0,20	0,00039	6,00	15,38	0,00010
	bloc.....	»	0,00110	2,70	2,45	0,00110
Picrate de potasse	poussier.....	0,20	0,00036	1,85	5,13	0
		0,30	0,00035	5,40	15,42	0
	bloc comprimé.....	0,30	0,00060	4,20	7,00	0,00052
Coton-poudre : poussier.....		0,10	0,00032	1,35	4,21	0
		0,20	0,00034	5,35	15,74	0
Nitroglycérine, dynamite.....		0,20	0,00040	1,85	3,77	0,00030
		0,31	0,00045	5,45	12,11	0,00022

Pressions dans les bouches à feu. – En arrière du culot du projectile, la pression dans la chambre tend à augmenter par la combustion de la poudre; elle tend, au contraire, à diminuer en raison du déplacement du projectile qui augmente le volume occupé par les gaz; il en résulte que la pression passe par un maximum qui est atteint dans un temps très court, elle décroît ensuite jusqu'à la sortie du projectile. Pour qu'on se trouve dans le cas du fonctionnement statique, qui permet d'évaluer la pression d'après la table de tarage, il faut que la valeur du rapport caractéristique $\frac{\tau}{\tau_0}$ ne soit pas inférieure à 2 ou 3. Le poids des pistons de crushers de bouche à feu étant voisin de 30g, la valeur correspondante de τ_0 est à peu près égale à 0″,00025; il suffit donc que la valeur de τ s'élève à 0″,000 50 ou 0″,000 75 environ; or, d'après les expériences de MM. Sebert et Hugoniot, ce temps serait de $\frac{1}{1000}$ de seconde pour le canon de 0m,10 et $\frac{2}{1000}$ à $\frac{3}{1000}$ pour celui de 0m,24.

En avant du culot, les conditions sont fort différentes, le crusher ne reçoit la pression qu'à l'instant où, par suite du déplacement du boulet, le culot passe au point de la paroi où se trouve l'appareil. Dans ces conditions, la

pression initiale n'est certainement pas nulle; elle peut d'ailleurs aller en croissant, être stationnaire ou décroître. Supposons qu'elle soit stationnaire, c'est-à-dire qu'elle atteigne précisément sa plus grande valeur; comme elle varie peu au voisinage du maxima, il peut très bien se faire qu'elle ne varie pas sensiblement pendant un intervalle de temps dont la grandeur soit du même ordre que la valeur de τ_0 relative au piston de l'appareil, alors l'écrasement aura lieu sous l'action d'une force sensiblement constante, et sa grandeur sera double environ de celle que la même pression produirait sur un crusher placé dans la chambre à poudre, en arrière de la position initiale du culot du projectile.

Conclusion. — En terminant, MM. Sarrau et Vieille formulent les règles pratiques suivantes relatives à l'emploi des manomètres à écrasement pour la mesure des pressions développées par les explosifs :

« 1° Le fonctionnement du crusher présente deux cas limites, dans lesquels l'écrasement mesuré conduit à l'évaluation précise de la pression maximum.

» Dans le premier cas la pression maximum est mesurée par la force de tarage correspondant à l'écrasement.

» Dans le second cas la pression maximum est mesurée par la force de tarage correspondant à la moitié de l'écrasement.

» 2° On reconnaît que l'appareil fonctionne à une des deux limites quand la valeur de l'écrasement reste constante pour une variation étendue de la masse du piston.

» 3° Au point de vue du fonctionnement des crushers, les explosifs se classent en deux catégories : les explosifs à combustion lente, du type de la poudre noire ordinaire; les explosifs à combustion vive, du type des pyroxyles et des picrates.

» 4° Avec les explosifs de la première catégorie, on cherchera à atteindre la première limite en employant des pistons légers, et en ralentissant, s'il est possible, la combustion de la substance en l'agglomérant par compression.

» Avec les explosifs de la seconde catégorie, on cherchera à atteindre la seconde limite en employant des pistons lourds, et en augmentant la vivacité de la combustion par la pulvérisation de la matière et son tamisage à la gaze de soie.

» 5° Il existe enfin des substances intermédiaires du type de la nitroglycérine, à combustion moyennement vive, qui ne permettent pas d'observer des écrasements constants pour des valeurs suffisamment différentes du poids du piston.

» Dans ce cas, la force de tarage correspondant à l'écrasement produit par un piston très léger, et la force de tarage correspondant à la moitié de l'écrasement produit par un piston très lourd, donneront des limites supérieure et inférieure de la pression maximum, et la moyenne de ces limites généra-

lement peu différentes pourra être considérée comme une évaluation suffisamment approchée. »

Cylindres en plomb. — Les cylindres en cuivre sont d'un emploi courant avec les crushers, mais rien n'empêcherait d'employer d'autres métaux, comme l'argent ou le plomb.

MM. Sarrau et Vieille ont fait des essais comparatifs entre les cylindres ordinaires en cuivre et des cylindres en plomb, de 30^{mm} de diamètre et 50^{mm} de hauteur, le tableau suivant donne les résultats obtenus en provoquant l'écrasement par la chute d'un poids :

Poids.	Hauteur totale de chute.	Travail de chute.	Écrasements moyens, 13 essais.
	Cylindres en cuivre.		
kg	m	kg	mm
5	3,00	15	6,183
10	1,50	15	6,217
15	1,00	15	6,250
	Cylindres en plomb.		
5	3,013	15,06	13,3
10	1,514	15,14	13,9
15	1,014	15,21	14,4

On voit que l'écrasement est sensiblement constant pour le cuivre, ce qui confirme l'hypothèse admise que la résistance, opposée par le cylindre du crusher, est une fonction de cet écrasement seulement

$$R = k_0 + ku.$$

Pour le plomb, au contraire, l'écrasement varie un peu avec les circonstances dans lesquelles il se produit; pour une augmentation de travail de 1 pour 100 seulement, il augmente de 8 pour 100 environ. Cette augmentation relative se produit quand le poids augmente, c'est-à-dire quand la vitesse diminue, ce qui conduirait à représenter la résistance par la formule

$$R = k_0 + ku + h\frac{du}{dt},$$

un peu plus compliquée que la précédente.

RÈGLE DE M. VIEILLE.

Dans une note présentée à l'Académie des Sciences [1] par M. Sarrau, M. Vieille a précisé dans quelles conditions un manomètre à déformation

[1] *Comptes rendus des séances de l'Academie des Sciences*, 1892, p. 1269.

fournit, en pratique, des indications comparables à celles de sa table de tarage statique, ce qui exige que les forces d'inertie soient négligeables. Il donne la règle suivante :

Pour que le fonctionnement de l'appareil soit statique, il suffit que le rapport $\frac{\tau}{\tau_0}$ *dépasse* 3 *ou* 4.

Rappelons d'ailleurs que :

τ est la durée du développement de la pression;
τ_0 est la durée du fonctionnement de l'appareil sous une pression constante, appliquée sans vitesse initiale. Dans le cas d'un système élastique $\tau_0 = \sqrt{\frac{m}{k}}$ est la demi-période oscillatoire, k désignant l'accroissement de résistance par millimètre de flexion.

Cette règle très simple est aussi très générale, elle s'applique non seulement aux appareils à déformation permanente comme les crushers, mais encore aux appareils à déformation élastique, comme les indicateurs de Watt, M. Vieille s'en est assuré par expérience en essayant des ressorts à boudin, des ressorts Belleville et des barreaux métalliques soumis à la flexion. Il conviendrait d'examiner également, à ce point de vue, les ressorts agissant par torsion.

VI. — RÉSUMÉ ET CONCLUSIONS.

L'étude complète des déformations de la matière serait relativement facile, si nous connaissions bien les éléments constituants de celle-ci et les mouvements dont ils sont animés, ainsi que les forces attractives et répulsives qui s'exercent entre eux. Malheureusement, il n'en est rien; non seulement ces éléments échappent à nos regards, mais leurs dimensions sont tellement faibles que les microscopes les plus puissants ne sauraient nous permettre de les distinguer ou de percevoir leurs mouvements; nous en sommes donc réduits aux conjectures, il nous faut deviner les mouvements des éléments de la matière et les forces qui s'exercent entre eux, d'après les déformations et les autres faits que nous observons. On conçoit combien ce problème est difficile à résoudre.

On a d'abord cherché à faire la *théorie des solides élastiques* en admettant que la matière est composée de points matériels, sans dimensions, mais doués de masse, en équilibre sous l'action de forces telles que leur rapprochement ou leur éloignement donne lieu à des forces d'attraction ou de répulsion, fonction de la distance qui les sépare et de ses variations; cette hypothèse était trop éloignée de la vérité pour conduire à des résultats entièrement satisfaisants.

La Physique et la Chimie s'accordent pour considérer la matière comme composée de molécules fort petites, comportant chacune un très grand nombre d'éléments encore beaucoup plus petits, et toujours en mouvement comme les molécules elles-mêmes. La théorie cinétique admet que les molécules se comportent comme des corps parfaitement élastiques; il doit en être de même de leurs éléments. Le mouvement des éléments de chaque molécule a lieu dans le volume qu'elle occupe; que ce mouvement soit orbitaire ou oscillatoire, les éléments séjournent plus longtemps à la surface du volume qu'à l'intérieur, et, par suite, c'est surtout à la surface que leur masse fait sentir son influence; d'après cela, il paraît naturel d'admettre qu'une molécule se comporte comme un petit corps creux [1], possédant peut-être un noyau central, mais, dans tous les cas, très différent d'un point matériel.

Les forces attractives intermoléculaires s'exercent entre des éléments en mouvement, et comme elles sont fonction de leurs masses et de la distance, elles varient dans des limites étendues et pendant une période de temps très courte, comme la distance elle-même des éléments en présence; leur maximum d'intensité a lieu entre les parties qui se trouvent à la surface de contact. L'attraction qui s'exerce entre les molécules nous apparaît comme la résultante d'un grand nombre de composantes élémentaires, dont la valeur varie avec le temps; elle peut donc varier elle-même s'il ne s'établit pas une compensation entre les composantes. Ces forces peuvent d'ailleurs être renforcées ou diminuées par des forces extérieures.

Les forces répulsives intermoléculaires résultent des réactions des éléments des molécules qui se rencontrent à la surface de celles-ci. Ces réactions, essentiellement intermittentes, sont fonction de la vitesse des éléments au moment de leur rencontre, et ces vitesses elles-mêmes dépendent du mouvement initial des éléments et de l'accélération due aux forces attractives lorsqu'elles peuvent agir. On s'explique ainsi que les forces répulsives fassent toujours équilibre aux forces attractives, car la réaction est toujours égale à l'action.

La pression exercée par la matière sur les parois qui la renferment est la résultante des réactions des éléments des molécules normalement à ces parois. Comme le mouvement des molécules et de leurs éléments varie, d'une part avec le volume occupé par la matière et d'autre part avec sa température, il est naturel que cette pression soit fonction de l'un et de l'autre; l'expérience montre, en effet, que, pour chaque corps, il existe entre ces trois variables une relation qu'on a nommée *l'équation ou fonction caractéristique de la matière*

$$f(p.v.T) = 0.$$

La loi de Mariotte (1650) a été la première expression de cette relation, elle

---

[1] L'assimilation des molécules à des corps creux paraît de nature à faciliter l'explication du fait bien connu que certains solides flottent sur leurs liquides.

s'applique aux gaz parfaits, pour une température déterminée. Combinée avec la loi de Gay-Lussac, elle donne une première approximation de l'équation caractéristique de ces gaz

$$pv = RT.$$

Van't Hoff (1887) a étendu cette loi aux dissolutions salines en leur appliquant la théorie cinétique. Van der Waals (1873), en étudiant la continuité des états liquide et gazeux, est arrivé, en modifiant cette relation, à donner une équation caractéristique simple, et qui, sans être parfaite, convient bien pour les fluides, qu'ils soient à l'état liquide ou à l'état gazeux,

$$\left(p + \frac{a}{v^2}\right)(v - b) = RT;$$

elle rend compte des principaux phénomènes révélés par l'expérience.

Nous avons montré que pour les solides de forme simple, soumis à des pressions ou des tractions dans tous les sens, et restant toujours semblables à eux-mêmes, il existe, pendant la période élastique, une relation analogue entre les trois variables

$$[\pm p + (C_0 \pm \Delta C)](v - b) = A v_0 (1 + \alpha t).$$

La théorie cinétique nous représente la matière, dans la phase gazeuse, comme composée de molécules d'autant plus éloignées les unes des autres qu'elles sont soumises à une pression moindre. Ces molécules sont animées de mouvements de translation très actifs; une partie de leur parcours est libre, c'est-à-dire s'exécute en dehors de l'influence des autres molécules. Lorsque deux molécules, en se rapprochant, entrent dans leur sphère d'attraction mutuelle, leurs vitesses augmentent, elles viennent au contact et se choquent, alors leurs éléments réagissent les uns sur les autres et les font rebondir; puis elles s'éloignent, leur mouvement se ralentit d'abord tant que les forces attractives se font sentir, puis elles reprennent leur vitesse de translation dans d'autres directions. On arrive ainsi à expliquer la loi de Mariotte et l'égalité de pression dans tous les sens.

En passant de la phase gazeuse à la phase liquide, la matière dégage beaucoup de chaleur latente qui devient sensible, les molécules se rapprochent les unes des autres en laissant toutefois entre elles des espaces suffisants pour permettre la diffusion des molécules solides ou gazeuses en dissolution; leur vitesse de translation diminue assez pour qu'en rebondissant les unes sur les autres elles ne sortent plus de leur sphère d'attraction mutuelle, elles ne se repoussent plus comme à l'état gazeux et s'attirent même un peu, comme l'indique leur tendance à se mettre en boule, mais elles glissent ou roulent les unes sur les autres avec la plus grande facilité; si elles ont une certaine cohésion normale, la cohésion tangentielle est sensiblement nulle. Certains auteurs admettent qu'une molécule liquide résulte du groupement de plu-

sieurs molécules gazeuses; dans tous les cas, ce groupement est peu stable, puisque l'évaporation de surface détache constamment des molécules de la masse.

En passant de la phase liquide à la phase solide, la matière peut augmenter ou diminuer de volume, mais elle perd toujours une nouvelle quantité de chaleur latente, ce qui indique une nouvelle diminution du mouvement des molécules ou de leurs éléments; il semble que la matière solide ne conserve plus guère que des mouvements vibratoires, et que les molécules sont plus groupées. Dans tous les cas, les solides sont caractérisés par les forces de cohésion qui relient les molécules entre elles sans toutefois les immobiliser, ni même exclure une certaine évaporation superficielle, comme on l'observe notamment pour le camphre. Si l'on considère un plan séparant un solide en deux parties, les forces attractives qui le traversent peuvent se décomposer suivant trois directions perpendiculaires, l'une normale au plan et les deux autres situées dans ce plan. La somme des composantes suivant la première direction constitue la cohésion normale, et les deux autres sommes les forces de cohésion tangentielle. Si des forces extérieures s'ajoutent aux forces de cohésion, les fluides ne peuvent supporter que des pressions égales dans tous les sens, parce qu'ils sont dépourvus de cohésion tangentielle, les solides, au contraire, peuvent être en équilibre sous l'action de pressions positives ou négatives (tractions) égales ou non dans tous les sens. La résistance aux pressions paraît illimitée, tandis que la résistance aux tractions dépend de la cohésion, et s'annule avec elle lorsque la chaleur, ou des forces extérieures, augmentent les distances intermoléculaires.

Lorsque des forces extérieures, égales dans tous les sens, viennent s'ajouter à la cohésion ou s'en retrancher, celle-ci variant de même dans toutes les directions, les dimensions et le volume de la matière restent semblables à eux-mêmes, et les trajectoires des molécules et de leurs éléments doivent également rester semblables à ce qu'elles étaient. Dans ces conditions, le volume étant toujours semblable à lui-même, et la pression égale dans tous les sens, on conçoit qu'ils suffisent à définir l'état de la matière à une température déterminée pour les solides, comme pour les fluides, pour lesquels la forme est indifférente, et que la loi de déformation soit simple et conserve la forme de la loi de Mariotte rectifiée pour une température déterminée, ou celle de Van der Waals si la température varie. Quand, au contraire, les forces extérieures, inégales dans les différentes directions, ne modifient pas la cohésion de la même manière dans tous les sens, c'est non seulement le volume, mais encore la forme du solide qui change, et il en est forcément de même pour les molécules qui le composent. Quel que soit le mouvement des éléments moléculaires, atomes, corpuscules, etc., lorsque la forme du volume dans lequel ils évoluent vient à changer, ce mouvement ne peut pas rester semblable à ce qu'il était primitivement. Il varie différemment suivant la direction, et il en est de même des réactions exercées sur les molécules voi-

sines qui limitent l'espace occupé par celle dont on s'occupe; alors la pression, comme les dimensions, varie différemment suivant la direction.

Il est naturel que, dans ces conditions, les variables étant plus nombreuses, la loi des déformations soit plus compliquée, que le temps et la manière dont les forces agissent puissent intervenir, lorsque la déformation est permanente, et que le nouveau mouvement de la matière puisse dépendre des mouvements antérieurs; tel est l'avis de M. Bouasse, qui a étudié tout spécialement les déformations permanentes des solides, et c'est ce qui lui fait dire (1) : « Pendant le dernier siècle, l'étude des déformations n'a été que confusion. Il n'en pouvait être autrement : Physiciens et Ingénieurs, hommes de science pure et hommes de pratique se laissaient conduire par des idées fausses.... L'idée que toutes les déformations antérieures, et la manière dont elles ont été effectuées, interviennent sur les résultats actuels, ne leur était pas encore venue. Exécuter une expérience de déformation, c'est écrire l'histoire d'une pièce métallique, c'est-à-dire ce qu'elle a subi, les charges, les allongements, les couples, les torsions, les températures, etc., toutes quantités qu'il s'agit de faire varier, suivant des lois connues, en fonction du temps. » D'après le même auteur, il faut se méfier des solutions simples, *assurément la théorie future des déformations permanentes sera d'une complexité si effroyable que son utilité pratique sera nulle.*

Tout en reconnaissant la complication probable d'une théorie générale des déformations des solides, nous pensons qu'il ne faut rien exagérer et surtout qu'il ne faut pas se décourager. Au point de vue théorique, l'étude des déformations peut donner des indications précieuses au sujet de la constitution de la matière, nous avons cherché à le montrer. Au point de vue pratique, il importe surtout de connaître la marche générale des phénomènes qui se succèdent, de signaler les dangers à éviter, d'indiquer les conditions avantageuses qu'il faut rechercher; des théories partielles et seulement approchées suffisent souvent pour calculer avec sécurité les éléments qu'on a besoin de connaître, mais on doit savoir dans quelles limites ces théories sont admissibles.

Dans cette étude, nous avons fait appel à la théorie et à l'expérience qui doivent se prêter un mutuel secours, et nous nous sommes efforcés de bien montrer :

1° *La généralité de la loi de Mariotte-Gay-Lussac* convenablement rectifiée, qui est devenue l'équation de Van der Waals. Cette relation si importante paraît être la conséquence des mouvements intérieurs de la matière, mouvements qui déterminent à la fois sa température, son volume et sa tension, qui fait toujours équilibre à la cohésion et aux forces extérieures.

2° L'intérêt qu'il y aurait à faire une *étude plus approfondie de la cohésion*

---

(1) Société d'encouragement pour l'Industrie nationale, *Bulletin* d'octobre 1903.

qui varie avec la pression et la température et se transforme même en répulsion lorsque cette dernière augmente, de même que l'adhésion des liquides sur les solides (loi de Wolf).

3° *L'utilité de comparer les déformations aux forces rapportées aux sections actuelles* ou effectives, plutôt qu'aux forces totales. Les courbes de déformation établies dans ces conditions sont beaucoup plus instructives que les autres.

4° *La succession des phénomènes* qu'on observe pendant l'action des forces et qu'on peut classer de la manière suivante :

Déformations	momentanées.....	Période élastique.	Phénomènes réversibles.
	permanentes générales.	Période de grand écrouissage.	Phénomènes entraînant une modification de la forme et des propriétés de la matière.
		Période de faible écrouissage.	
		Période de filage (cas limite).	Modification de la forme et de la température.
	permanentes localisées.	Striction.	Modification de la forme et des propriétés de la matière.
		Rupture.	Séparation des parties de la matière.

Les différents phénomènes se superposent, et se mélangent plus ou moins dans les périodes qui se succèdent : toute déformation à un retour élastique, ainsi que la période de filage, que nous avons étudiée, n'est qu'un cas limite, correspond en réalité à une période d'écrouissage réduit.

5° La grandeur, dans chaque cas, *des vitesses de translation de la matière et de propagation des déformations,* ainsi que des autres phénomènes qui les accompagnent. Le tableau suivant résume les résultats auxquels nous sommes arrivés.

	Phénomènes			
	élastiques.	d'écrouissage.	de filage.	à la limite.
Vélocité...	$V = \sqrt{\frac{gE}{d}}$	$> V' = \sqrt{\frac{gE'}{d}}$	$> V'' = \sqrt{\frac{gE''}{d}}$	$V'' = \sqrt{\frac{gp_r}{d}}$
Vitesse de translation.	$w = p\sqrt{\frac{g}{dE}}$	$> w' = p'\sqrt{\frac{g}{dE'}}$	$> w'' = p''\sqrt{\frac{g}{dE''}}$	$w'' = p''\sqrt{\frac{g}{dp_r}}$

6° Le parti qu'on peut tirer de l'*emploi des déformations pour la mesure des pressions.* Dans ce but, nous avons résumé une étude antérieure sur les indicateurs de Watt, et la belle étude de MM. Sarrau et Vieille sur les crushers; nous avons également indiqué la règle pratique donnée par M. Vieille,

$$\frac{\tau}{\tau_0} < 3 \text{ ou } 4,$$

pour reconnaître si le fonctionnement des manomètres à déformation peut être considéré comme statique, ce qui a une importance capitale dans les applications.

7° L'importance des *Déformations résultant du choc,* qui méritent une étude spéciale comportant des mesures calorimétriques pour apprécier la force vive transformée en chaleur. Cette étude, pour laquelle nous avons déjà réuni des matériaux, paraît susceptible de fournir de précieuses indications, aussi bien pour la théorie moléculaire de la matière que pour la pratique industrielle. Une bonne théorie du martelage serait certainement fort utile.

8° Nous n'avons pas parlé des *Déformations par flexion ou par torsion.* Il est à remarquer que, dans ces conditions, les différentes parties de la matière ne se comportent pas de même; le voisinage de la fibre neutre travaille toujours élastiquement, tandis que l'extérieur peut s'écrouir ou filer; les phénomènes sont donc plus complexes, et conviennent moins bien pour se rendre compte des lois qui les régissent.

Loin de chercher à dissimuler combien cette étude est incomplète, nous tenons à signaler les lacunes de nos connaissances au sujet des déformations des solides, heureux si nous pouvions contribuer à provoquer de nouvelles études théoriques ou expérimentales, de nature à les combler.

ÉTUDES HYDRODYNAMIQUES.

APPLICATION DE LA THÉORIE DE LA SOURCE ET DU PUITS.

EXTENSION A TROIS DIMENSIONS,

PAR M. VAN MEERTEN.

Ingénieur en chef de la Marine Néerlandaise, en retraite.

Avant-Propos.

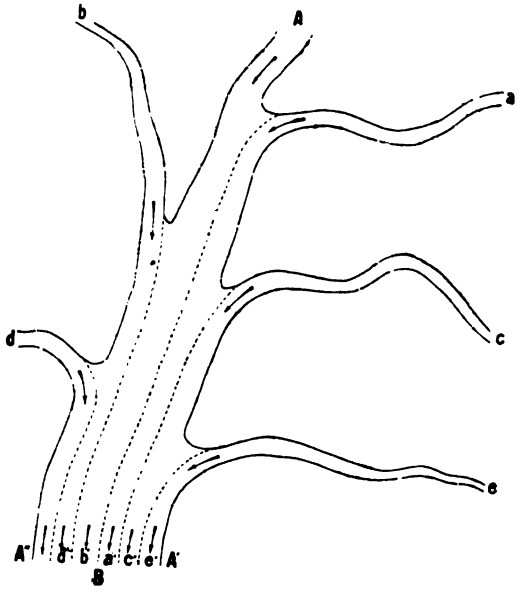
Dans ce qui a été publié précédemment [1] l'auteur a émis une fausse théorie des filets créés par une fissure; il ne s'en est aperçu qu'après coup. Il en demande pardon à ses collègues et se hâte de la corriger ci-après.

Construction de Maxwell. — Dans l'étude précédente, l'auteur supposait le principe de cette construction connu. Peut-être les œuvres du mathématicien Anglais ne sont-elles pas si répandues parmi les membres de l'Association, qu'un simple exposé de principe en semble hors de propos. Soit AB une rivière (*fig.* 1 *a*) avec ses affluents *a*, *b*, *c*, *d* et *e*. L'eau de l'affluent *a* marchera après sa jonction avec le fleuve principal à côté de l'eau de ce dernier; les eaux des deux fleuves seront séparées par la ligne *aa'*; ainsi l'eau qui marchera du côté droit, c'est-à-dire du côté de la rive droite du fleuve principal, sera égale à la capacité de celle-ci, et celle du côté gauche à celle de l'affluent *a*; cette condition ne change qu'après que l'affluent *b* rencontre le fleuve principal; alors, du côté droit de la ligne *bb'*, la masse d'eau est égale à celle de l'affluent *b*, et du côté gauche la masse égale à celles du fleuve principal et de l'affluent *a*. Ainsi les masses d'eau passant entre AA'', *dd'*, *bb'*, *aa'*, *cc'*, *ee'* et AA' seront respectivement égales aux masses émanant des affluents *d* et *b* du fleuve principal AB et des affluents *a*, *c* et *e*. Voici le principe fondamental de la construction de Maxwell, à savoir : le filet limitant deux cours d'eau sera situé de telle sorte que les masses d'eau qui

[1] Voir *Bulletin de l'Association Technique Maritime*, de 1903, p. 51.

coulent des deux côtés seront égales aux sommes des masses d'eau provenant des courants des deux mêmes côtés.

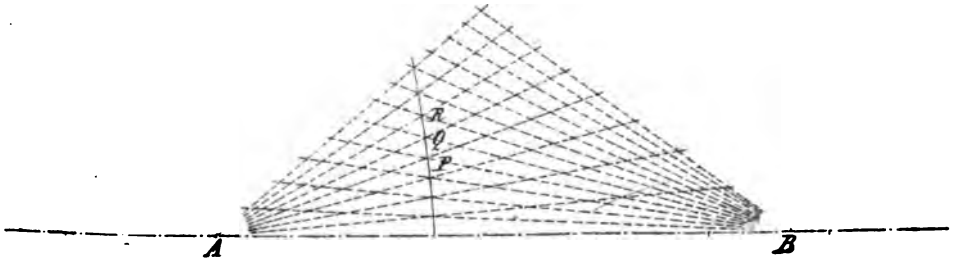
Fig. 1 *a*.



Un exemple pour éclaircir cet énoncé :

Soient A et B deux sources (*fig.* 2 *a*) dont la force, ou plutôt la capacité, soit égale à a et b. Choisissons 1^{mol} d'eau quelconque : P. Soit la masse cou-

Fig. 2 *a*.



lant du côté gauche de P égale à p et du côté droit à q. Prenons un second point Q. L'eau passant du côté gauche de celui-ci sera égale à $p + \frac{360^\circ}{PAQ} \times a$. Choisissons Q de sorte que $PBQ = \frac{b}{a} \times PAQ$. Alors la masse qui sort de A dans le temps Δt, étant représentée par l'angle PAQ, dans le même laps de temps PBQ, représentera la masse sortie de B. La masse d'eau marchant du côté gauche de Q sera égale à la somme des masses sortant à gauche, c'est-

Fig. 1.

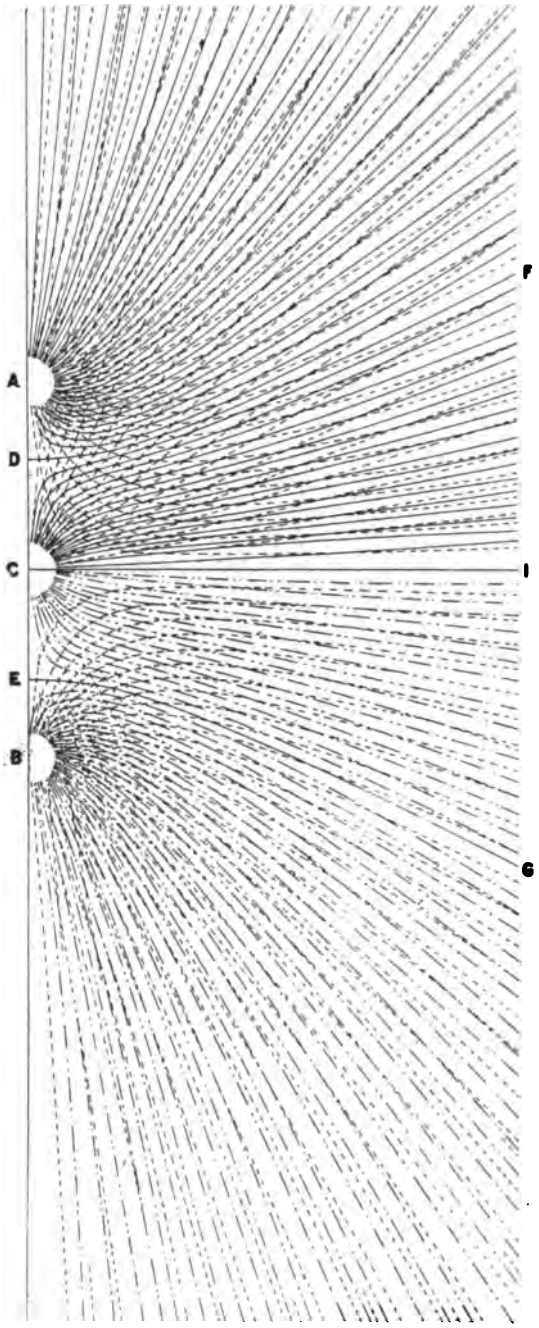
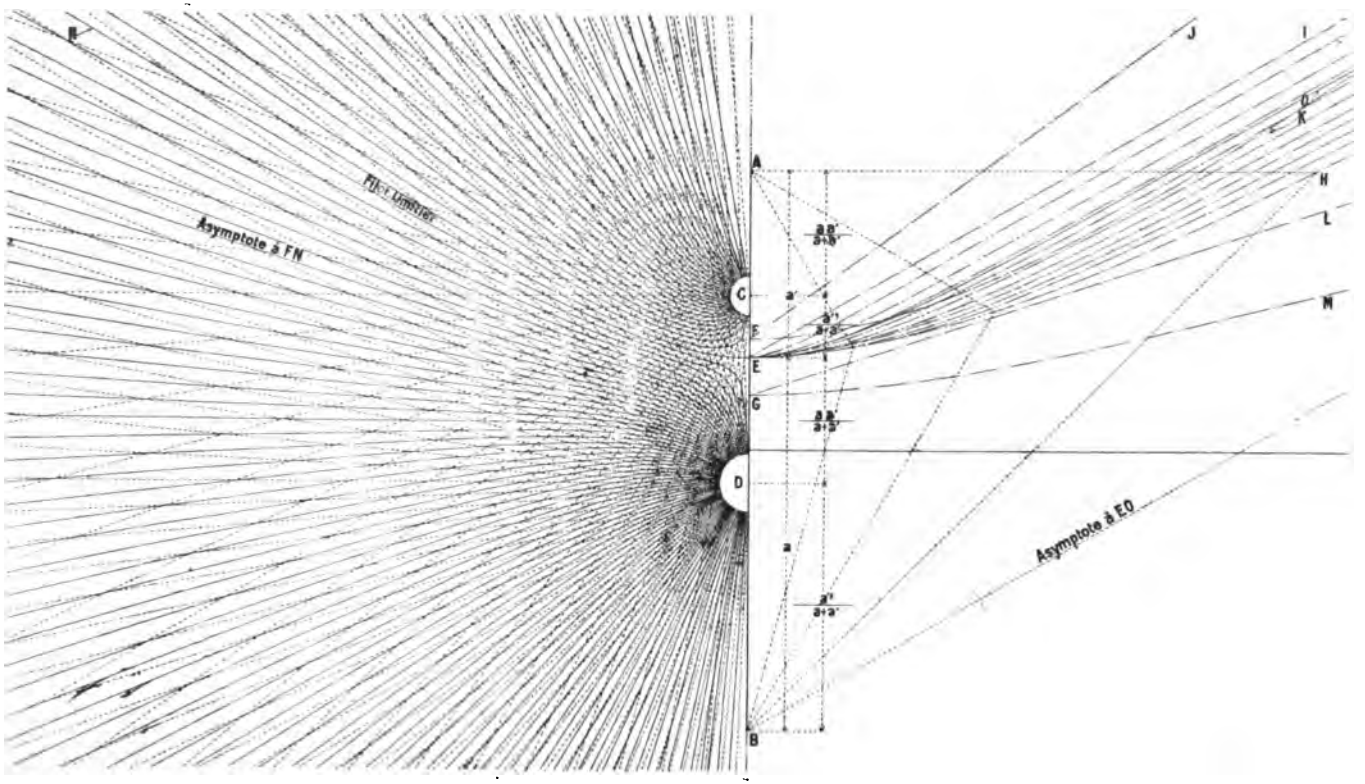


Fig. 2.



à-dire de la source A, et à droite à la somme des masses sortant de B. Les points P et Q sont ainsi des points appartenant à un même filet.

Un raisonnement analogue suffit quand les filets primitifs sont courbés; pour construire le filet résultant, il faut tenir compte des masses d'eau marchant des deux côtés, et choisir une ligne de séparation telle que la masse d'eau qui passe d'un côté soit toujours égale à la somme des masses jaillissant de ce même côté; alors cette ligne séparatrice représente un filet d'eau.

Un puits étant pour ainsi dire une source négative, il n'y a pas besoin de considérer à part le cas d'un puits. Toutes les considérations émises peuvent être appliquées au cas d'un puits aussi bien qu'à celui d'une source.

Après ce retour en arrière, nous pouvons continuer nos études.

Intercalation d'une source. — Le premier cas qui nous occupera sera celui de l'intercalation d'une nouvelle source entre deux autres. La construction est simple mais laborieuse, et a été exécutée dans la figure 1, où l'on a représenté l'action de trois sources de capacités égales, et également espacées sur une ligne droite. Le résultat sera trois faisceaux de filets, émanant des trois sources A, C et B, séparés par les filets DF et EG. Les faisceaux émanant de A et B sont rétrécis par l'intercalation de la nouvelle source C.

Si nous intercalons de nouvelles sources entre A et C et entre C et B, de nouvelles sources seront créées, émanant de ces nouvelles sources, rétrécissant encore davantage les faisceaux primitifs émanant de A et B, et celui émanant de C. Si l'eau jaillit d'une fissure AB au lieu de quelques sources séparées, le cas se réduirait à celui de l'intercalation d'un nombre infini de sources élémentaires; les faisceaux deviendront élémentaires aussi et se confondront avec les filets séparateurs. Le résultat sera une série de filets du genre DF et EG.

Filets créés par deux sources de capacités inégales. — Du côté gauche de la figure 2, nous avons esquissé les filets résultant de l'interférence de deux sources C et D de capacités inégales. Analytiquement, on a la formule

$$\varphi = \frac{1}{2\pi}(a_1\theta_1 + a_2\theta_2), \tag{1}$$

dans laquelle $\frac{a_1}{2\pi}$ représente la capacité d'une et $\frac{a_2}{2\pi}$ celle de l'autre des sources. Celles-ci forment séparément un système en faisceaux de filets résultants, séparés par une ligne courbe. Il est clair, de plus, que $CE : DE = a_1 : a_2$, conséquence de la formule (1); donc, la distance entre les deux sources sera partagée par la limite des deux faisceaux résultants en parties inégales, proportionnelles à la capacité de la source avoisinante. Le filet limite aura pour asymptote le filet primaire rayonnant de la source dont la capacité est la plus grande avec un angle $\theta = \frac{a_1}{a_1 + a_2} \times \pi$.

Source émanant d'une fissure droite, de longueur finie et de capacité constante le long de la fissure. — Rappelons-nous la remarque faite à la fin du paragraphe de l'intercalation d'une source. Cherchons les filets limites des sources élémentaires, dont nous supposons la fissure composée. Choisissons, par exemple, le point E (*fig.* 2) dans la fissure AB. Divisons AE et BE dans un nombre égal d'éléments. La capacité de la source étant constante le long de la fissure, chaque élément, du côté A, lancera une quantité d'eau proportionnelle à AE; du côté B, une quantité proportionnelle à BF. En marchant de A vers E, combinons les éléments du côté A, chacun séparément du côté B, et maintenant choisissons les éléments en marchant de B vers E. Traçons les filets limites seulement. Les asymptotes de ces filets seront parallèles entre elles, et le dernier des filets, celui résultant des éléments avoisinant le point E, sera une droite parallèle à la série des asymptotes. Ainsi nous trouverons un faisceau KH, représentant la résultante des sources élémentaires depuis A jusqu'à B. De la même manière, nous pourrions tracer les faisceaux émanant des points F et G; pour notre démonstration, nous n'avons besoin que des filets limites de ces deux faisceaux. Ces faisceaux vont interférer avec le premier KH. Nous pourrions étudier le résultat de cette interférence; notre but cependant étant de déterminer le filet ou faisceau élémentaire émanant de E, nous pouvons nous en passer. Choisissons maintenant un filet arbitraire entre I et H, par exemple EO, limite des faisceaux émanant de C et D; entre O et H nous trouvons les filets limites des sources élémentaires entre B et D, combinés avec celles entre A et C. Ainsi le faisceau OEH représente la résultante des fissures AC et BD; de même, le faisceau OEI représente la résultante des sources EC et ED. Les deux faisceaux seront proportionnels à AC et BD, et à EC et ED. Choisissons OE de telle manière que OEI et OEH soient proportionnels à AE et BE, nous pouvons supposer que, après avoir tenu compte de l'interférence des autres faisceaux, l'eau de HO sera répartie depuis A jusqu'à E et celle de OEH depuis B jusqu'à E. Mais, comme ces deux quantités sont proportionnelles à AC et BD, et à CE et DE, ces dernières sont proportionnelles à AE et BE. Ainsi, si nous choisissons BD : DE = AC : CE = BE : AE, et si nous construisons le filet limite des sources C et D, dont les capacités sont proportionnelles à AE et BE, ce filet sera celui par lequel l'eau sortira du point E de la fissure AB.

Soient AE $= a'$, BE $= a$, nous aurons

$$AC = \frac{aa'}{a+a'}, \qquad CE = \frac{a'^2}{a+a'}, \qquad DE = \frac{aa'}{a+a'}$$

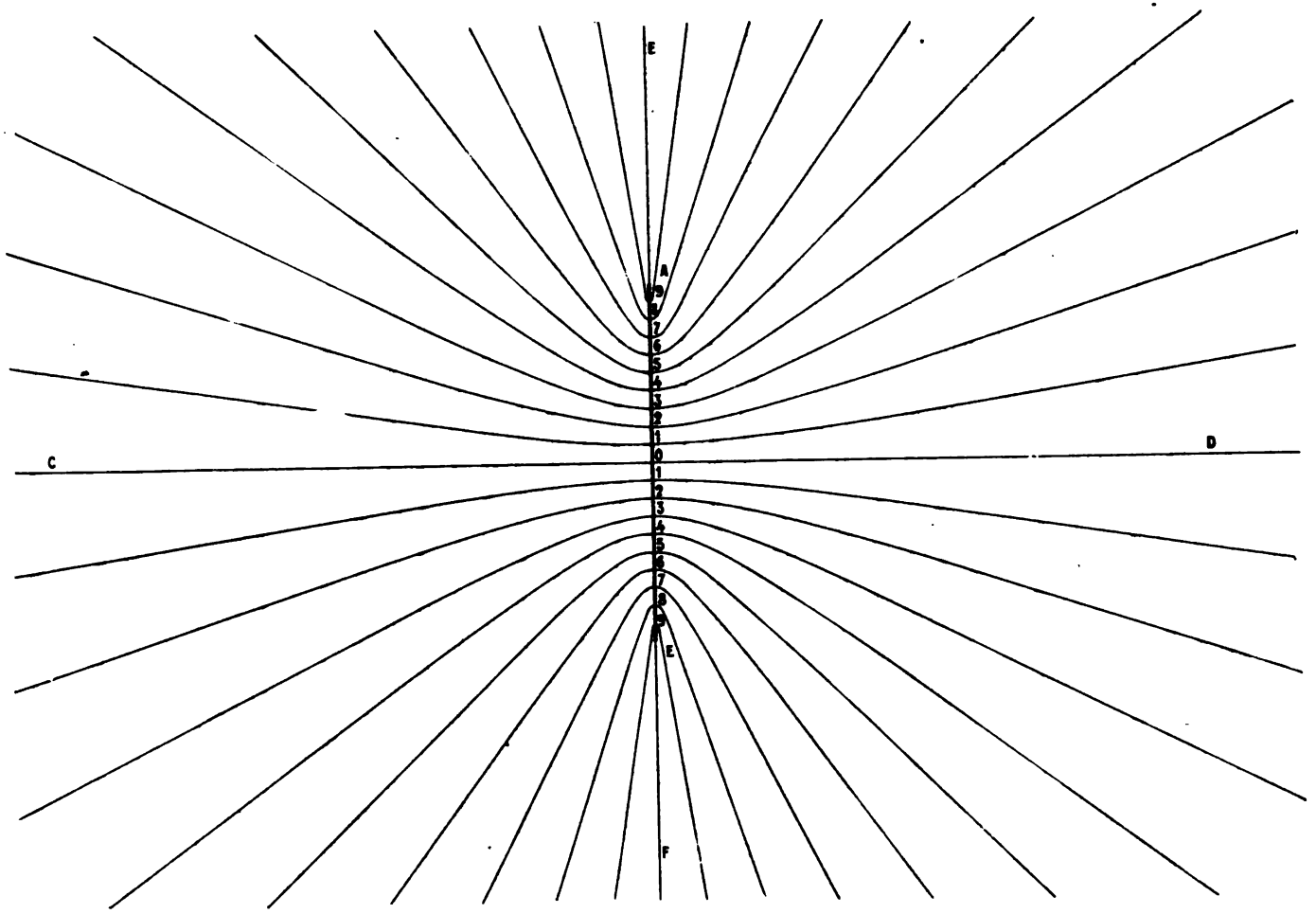
et

$$DB = \frac{a^2}{a+a'}.$$

La figure 3 représente une série de filets émanant de la fissure AB.

Remarquons que la forme des filets ne dépend que d'une seule quantité :

Fig. 3.



la longueur de AB. Les fils provenant d'un cas seront, en conséquence, similaires à ceux d'un autre.

Application de ce qui précède au cas d'un puits. — Tout ce que nous venons d'indiquer est applicable au cas d'un puits. Nous n'avons pas besoin de nous en occuper spécialement. Ce serait une répétition de ce que nous venons d'observer dans le cas d'une source. Le sens du mouvement des molécules sera seulement inverse à celui du cas de la source.

Marche de l'eau par une ouverture dans une cloison submergée. — Supposons, dans la figure 3, que, dans AB, il y ait à gauche de AB un puits et à droite une source, de capacité égale à celle du puits. Alors l'eau marchera à gauche de AB vers cette ligne par les filets déjà tracés, et de même rayonnera à droite en suivant les filets à droite de AB. Mais la source annule l'effet du puits; ainsi, dans le mouvement permanent l'eau suivra, en marchant vers la fissure et en rayonnant de cette dernière, les filets d'eau déjà tracés.

Fissure perpendiculaire dans une mer à hauteur finie, aboutissant au niveau de la mer. — Supposons une source de capacité constante le long de la fissure, soumise à l'action de la pesanteur, qui fera dévier les molécules d'eau de leur chemin primitif. Le cas est parfaitement analogue à celui d'une source élémentaire, que nous venons d'étudier. Nous n'avons qu'à combiner les filets primitifs avec ceux d'un courant vertical, ou, ce qui revient au même, avec les filets créés par une source d'une profondeur infinie. Dans les figures 4 et 5, la partie droite de la figure représente deux cas de sources de capacités inégales, sous l'influence de la pesanteur; les filets d'eau primitifs sont tracés ainsi : · — · — · — ·; les filets résultants ainsi : ·· — ·· — ·· — ··.

Le cas où AB représente un puits est tracé du côté gauche des deux figures. Ici aussi, un raisonnement analogue à celui que nous venons d'appliquer dans le cas d'un puits élémentaire suffira pour démontrer que la partie inférieure de la figure 3, limitée par le filet droit horizontal, divisant le système en deux parties symétriques, représente le cas d'un puits-fissure aboutissant au niveau de la mer.

Remarquons que, dans le cas de la source, la configuration des filets dépend de deux quantités, et qu'il n'y a pas similitude, si la capacité du courant diffère d'un cas à un autre.

Dans le cas du puits, les filets ne dépendent que d'une seule quantité, la longueur ou profondeur de la fissure, et un cas donne des filets similaires à ceux engendrés dans un autre.

Planche ou tôle mince dans un courant d'eau. — Nous voilà maintenant en état de résoudre le problème émis au début de ces études : *tracer les filets créés par une tôle mince verticale dans un courant d'eau;* rappelons-

nous que c'est absolument comme si l'eau sortait d'une fissure en avant, et était attirée vers un puits en arrière, le long de la partie immergée de la tôle, la quantité d'eau lancée étant égale à la quantité attirée, égale aussi à la quantité d'eau déplacée dans le même temps par le courant. Cela veut dire que nous prenons l'épaisseur des courants d'eau élémentaires, dont nous allons chercher l'interférence avec les filets d'eau provenant de la fissure, égale à l'épaisseur des éléments en entrant ou sortant de la fissure. L'eau entre et sort normalement à la fissure, et la capacité du puits ou de la source étant égale à celle du courant, ou source à distance infinie, les éléments constituant ces divers courants doivent être égaux aussi.

Dans les figures 4 et 5, les lignes pleines représentent les filets d'eau définitifs résultant des divers systèmes constituants.

Nous voilà donc enfin de retour à notre point de départ; le premier problème de notre programme a été résolu.

Remarques et corollaires. — Les figures 4 et 5 représentent deux cas, qui ne diffèrent que quantitativement, et qui donnent lieu aux remarques et corollaires suivants. Nous voyons qu'une partie de l'eau montante descend en avant de la planche pour être refoulée par le courant d'eau et après pour revenir sur ses pas; cette eau constitue la vague en avant de la tôle, dont l'existence est connue de tout le monde. L'eau du courant est déviée de sa course rectiligne par la masse de la vague, et, après avoir longé la base ou partie inférieure de celle-ci, elle longe l'avant de la tôle ; puis elle rencontre, en bas de cette dernière, le courant créé par l'arrière de la tôle ou la partie suçante, et est de nouveau déviée brusquement de son chemin. L'eau du courant passe ainsi en dessous de la tôle, et, rencontrant celle de la vague, entraîne un peu d'air qui monte en arrière de la tôle; de même les matières flottantes d'une densité à peu près égale à celle de l'eau sont entraînées et montent de nouveau en arrière. Ces deux phénomènes ont été souvent observés par l'auteur et ont été le point de départ de ses études.

Avant de continuer, nous allons préciser un peu; nous venons d'étudier le cas d'une tôle de longueur infinie dans une mer à dimensions infinies, mais de profondeur finie, et celui d'une tôle de longueur finie emprisonnée dans un canal de longueur et profondeur infinies. Le cas d'une tôle de longueur finie dans une mer illimitée est plus compliqué, comme nous le verrons plus tard.

Tandis que les deux figures 4 et 5 ne diffèrent qu'en avant de la tôle, en arrière elles sont identiques. La structure du remous est donc indépendante de la vitesse; seulement la vitesse des molécules varie avec la vitesse du courant.

Analytique. — Soient $\frac{\alpha}{2\pi}$ la capacité des sources élémentaires constituant la fissure imaginaire, β celle du courant imaginaire de la pesanteur, la figure

Fig. 4.

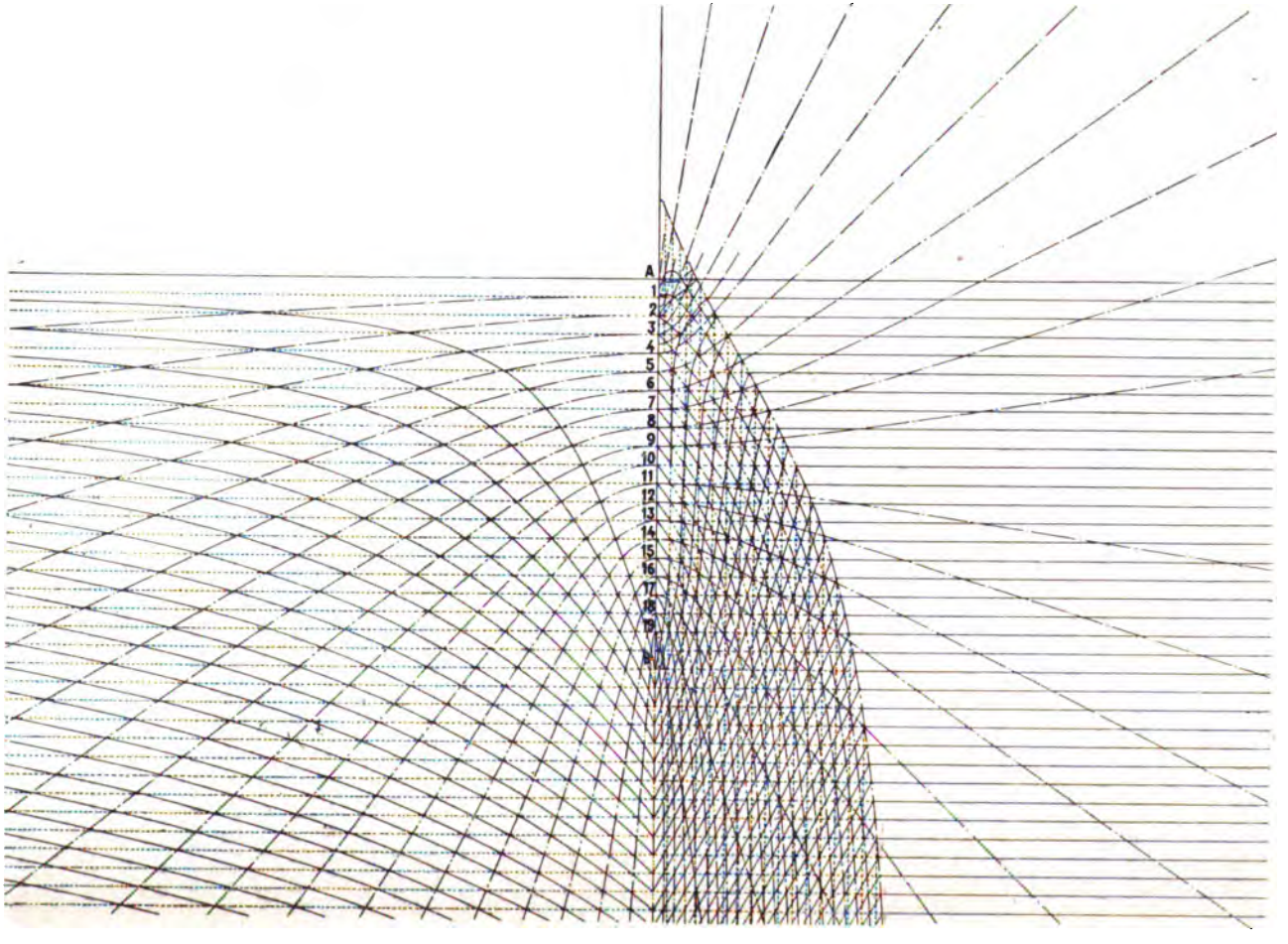
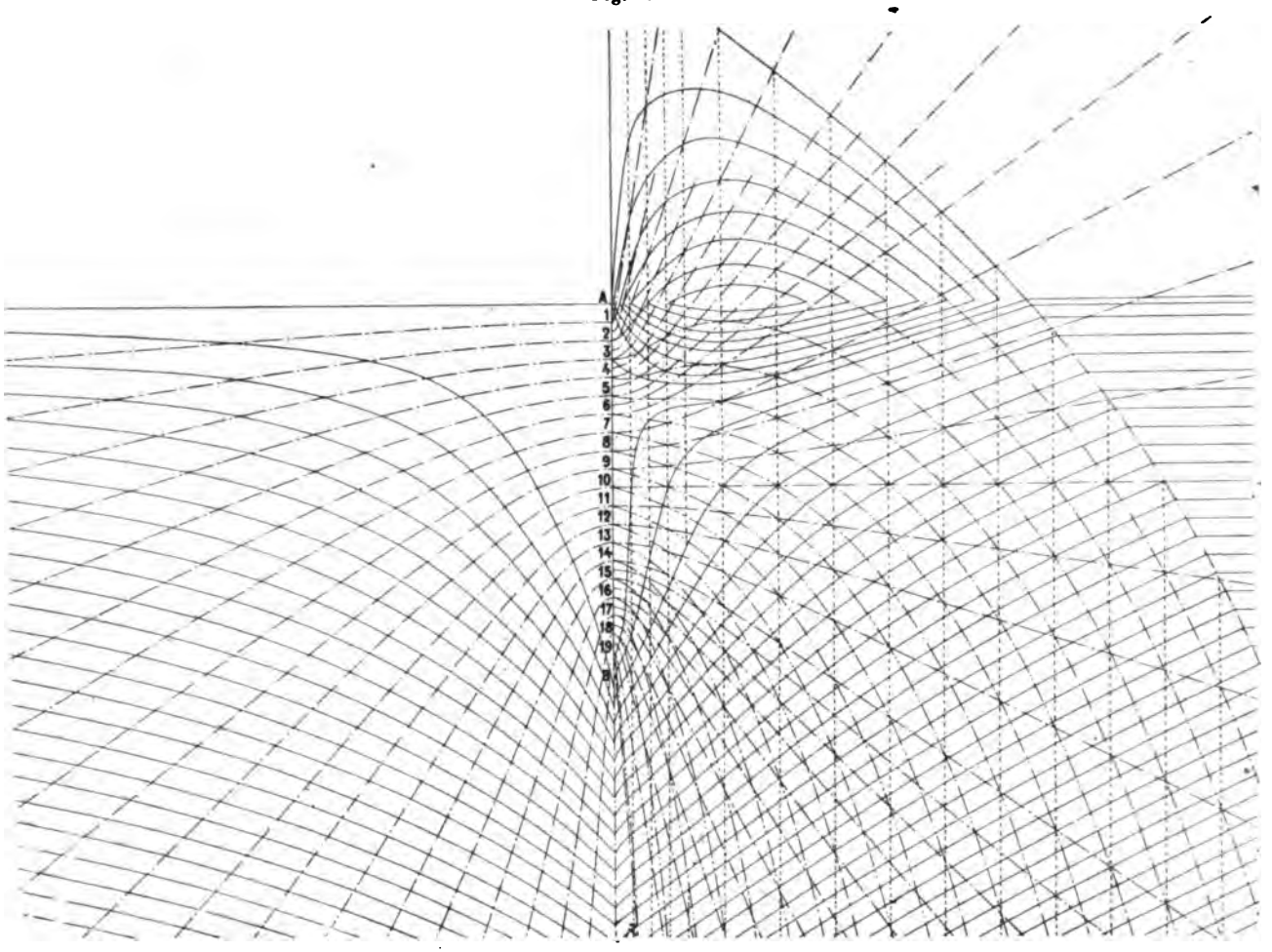


Fig. 5.



Note. — Afin de ne pas trop encombrer la figure de lignes de construction, les filets horizontaux composants du courant primitif ont été omis. Pour mieux indiquer la structure de la vague, les filets y ont été triplés. En dehors aussi on a ajouté un filet.

nous montre que, si h est égal à la hauteur de la vague, nous aurons

$$h = \frac{\beta}{\alpha}. \tag{2}$$

La molécule avoisinant la tôle, en s'élevant au-dessus du niveau de la mer, n'est assujettie à aucune autre action cinématique que la vitesse initiale avec laquelle elle est lancée en haut et l'accélération de la pesanteur, soient v la première et g la seconde, nous aurons

$$v = \sqrt{2gh} = \sqrt{2\frac{\beta}{\alpha} \times g}. \tag{3}$$

Soit p la profondeur de la tôle immergée, ou de la partie mouillée, la vitesse avec laquelle l'eau rayonne autour d'une source est égale dans tous les sens autour de celle-ci; d'un côté elle n'est pas plus grande que de l'autre; autrement dit, elle est indépendante de l'angle θ; ainsi la vitesse avec laquelle l'eau est lancée verticalement est la même que la vitesse avec laquelle elle est lancée horizontalement; cette vitesse horizontale est constante tout le long de la tôle, et égale à la vitesse du courant d'eau, dans laquelle la tôle est placée.

Ainsi cette vitesse est égale à v de la formule (3).

Les filets —·· ;—··— provenant de l'interférence des filets primaires —·—·—·—·— avec le courant imaginaire de la pesanteur auront chacun une asymptote verticale. La distance de celle du filet extrême jusqu'à la tôle sera égale à la largeur de la source imaginaire, soit l; nous aurons, en tenant compte que α, mesure linéaire de l'angle, est égal à la longueur de l'arc de cercle dans le cercle de rayon 1 :

$$h = \frac{\beta}{\alpha} = \frac{2}{\pi} \times \frac{l}{p},$$

mais aussi

$$h = \frac{v^2}{2g};$$

ces deux formules expriment la relation entre la vitesse du courant, la hauteur de la vague et la largeur du courant imaginaire de la pesanteur, et nous permettent de choisir les dimensions des éléments de la figure en fonction de la vitesse v.

On voit donc que h, hauteur de la vague, est proportionnel à v^2 ou au carré de la vitesse du courant, ce qui confirme la première des lois de comparaison, émises premièrement par le célèbre M. Reech, si je ne me trompe, et après par le Dr William Froude.

Pour calculer la pression exercée sur la tôle, ou plus proprement la force nécessaire pour balancer les réactions exercées par le courant, nous divisons la force totale en deux parties : l'augmentation de pression hydrostatique en avant et la diminution en arrière de la tôle.

Soient :

F la force totale ;
P_a l'augmentation en pression hydrostatique en avant ;
P_p la perte en arrière.

Nous aurons

$$F = P_a + P_p. \tag{4}$$

En général, on sait que, dans les questions hydrodynamiques, il est presque toujours plus aisé d'appliquer les théorèmes des quantités de mouvement que ceux des forces vives, parce que, avec les premiers, on n'a à s'occuper que des projections des quantités, ce qui facilite le calcul.

Le théorème qui nous guidera est le suivant :

L'accroissement total de la somme des quantités de mouvement d'un système projetées sur un axe fixe quelconque, pendant un temps également quelconque, est égal à la somme des impulsions totales des forces extérieures projetées sur cet axe pendant le même temps.

Voyons d'abord ce qui se passe en avant de la tôle; supposons préalablement qu'il n'y a pas de tôle s'opposant à la marche rectiligne du courant, dont les molécules continuent leur marche sans obstruction quelconque et sans déviation de la ligne droite. L'introduction de la tôle provoquera, comme nous venons de le démontrer, un courant vertical, de largeur l; les formules précédentes nous apprennent que :

$$l = \frac{\pi p v^2}{4g}, \tag{5}$$

c'est-à-dire que le puits horizontal imaginaire, à profondeur infinie, a une largeur l égale à celle de la formule (5). Ce courant d'eau, en faisant dévier le courant dans lequel la tôle est introduite, en extrait une partie de son eau. Ainsi un courant d'eau d'une largeur l et de capacité égale au courant horizontal, marchant primitivement dans la direction horizontale, finira sous l'action de la pesanteur par marcher verticalement.

La réaction contre la tôle, P_a, sera égale à

$$\frac{s}{g} l b v^2,$$

où s représente la densité de l'eau et b la longueur de la tôle. Soit S la surface mouillée d'un côté, nous aurons

$$P_a = \frac{s \pi p v^4 b}{4 g^2} \tag{6}$$

ou

$$P_a = \frac{s \pi v^4}{4 g^2} \times S. \tag{7}$$

Pour l'arrière, imaginons les filets d'eau créés en arrière prolongés en avant de la tôle, nous verrons qu'ils auront chacun deux asymptotes horizontales. Le filet supérieur se confondra avec ses deux asymptotes dont l'une sera le niveau de la mer, l'autre une horizontale passant par le bout inférieur de la tôle. Le cas est le même que lorsque nous avions un courant de profondeur illimitée de vitesse v, limité en haut par une horizontale à une profondeur p, se transformant en un autre, de même vitesse, aussi de profondeur illimitée, mais dont la hauteur correspond au niveau de la mer; autrement dit, soit un courant créé par un parallélipipède d'un tirant d'eau égal à la profondeur de la partie immergée de la tôle, p, la perte en pression sera égale à la pression d'un courant inverse, de profondeur égale à la partie immergée de la tôle. Ainsi nous aurons ;

$$P_p = \frac{s}{g} S v^2 \tag{8}$$

ou

$$P_p = \frac{s}{g} p b v^2, \tag{9}$$

et

$$F = \frac{s}{g} S \left(1 + \frac{\pi v^2}{4g}\right) v^2. \tag{10}$$

En général, la formule

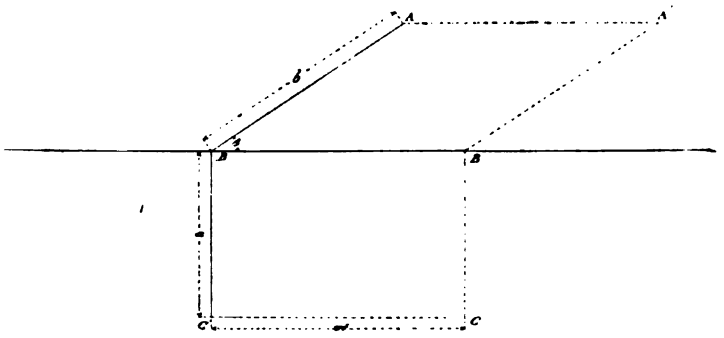
$$F = f \frac{s}{2g} S v^2 \tag{11}$$

passe pour représenter la résistance exercée par une tôle submergée, dans laquelle f représente un paramètre fixe et indépendant de v. Mais les expériences du colonel Beaufoy dans les Greenland Docks à Londres, de William Froude et de R.-E. Froude, fils du premier et Directeur du bassin expérimental de l'Amirauté Anglaise à Haslar, de Dubuat, de l'Ingénieur Joëssel et tant d'autres avaient lieu avec des tôles parfaitement submergées, dans une mer illimitée, et il est évident que le résultat doit différer du cas que nous considérons.

Marche oblique. — Jusqu'ici nous n'avons envisagé que le cas d'une tôle marchant normalement à sa surface. Contemplons maintenant les cas de marche oblique. Dans les figures 6-8 nous avons esquissé les trois principaux cas de tôles placées obliquement à un courant. Dans la figure 6, la tôle est normale au plan vertical, mais forme un angle β avec le plan horizontal, donc avec le sens du courant. Supposons que la tôle soit rectangulaire et que ses longueur et largeur soient a et b, sa surface doit être égale à ab; que la vitesse du courant soit v, la masse d'eau déplacée dans le temps t sera égale à $abvt \sin\beta$. Cette masse sera repoussée par la tôle; par unité de surface la masse repoussée égalera $vt \sin\beta$. Soit $t = 1$, alors $v \sin\beta$

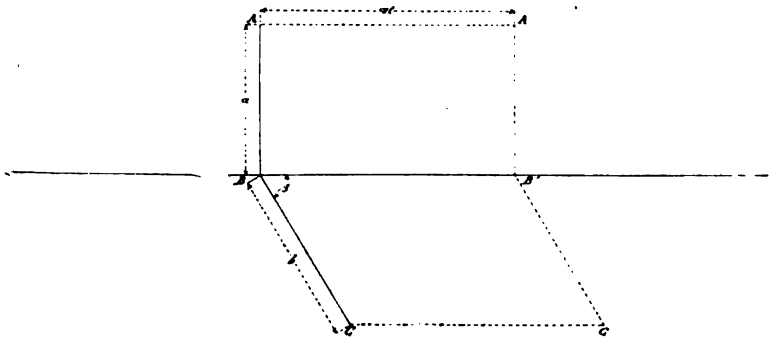
sera égal à la masse d'eau repoussée par l'unité de surface dans l'unité de temps, en d'autres termes, $v \sin \beta$ représente la capacité des sources ou puits élémentaires imaginaires.

Fig. 6.



La figure 7 représente le cas d'une tôle verticale formant un angle α avec la direction du courant. Un raisonnement analogue nous conduit à l'expression $v \sin \alpha$ égale à la capacité des sources et puits élémentaires imaginaires.

Fig. 7.



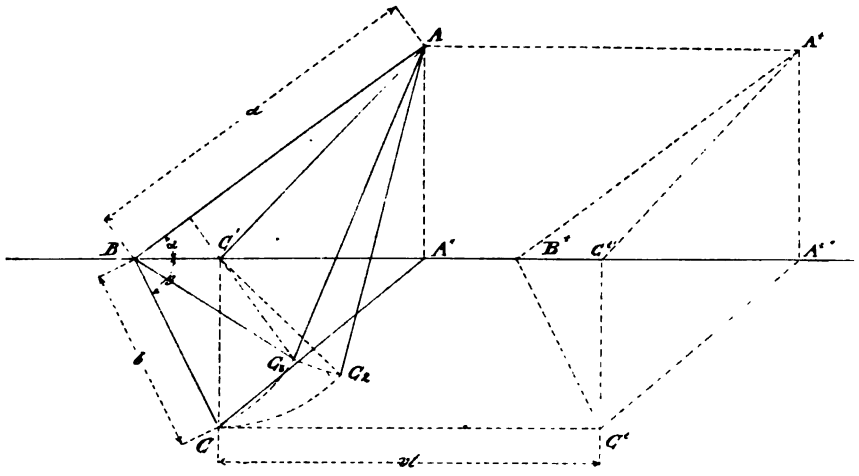
La figure 8 représente le cas d'une tôle oblique au courant dans le plan vertical aussi bien qu'horizontal. Soient AB et BC les traces du plan de la tôle sur les plans de projection. Soient AB égal à a et BC à b; l'angle que AB fait avec l'axe de projection égal à α et celui que BC fait à β. Joignons AA′ et CC′, nous aurons ainsi un triangle ABC′, A′BC, que nous supposons avoir marché en avant pendant un temps t avec une vitesse v, ou bien contre lequel le courant a agi avec une vitesse v pendant un temps t. De sa position initiale le triangle aura marché de B à B′. La masse d'eau déplacée sera égale à $\frac{1}{2} vt \sin \alpha \sin \beta$. La capacité de la source sera égale à la masse déplacée dans l'unité de temps divisée par la surface du triangle. Avec l'assistance de la géométrie descriptive, construisons la longueur de A′C, A″C : AC_2. Le triangle ABC_3, dans lequel BC_3 est égal à BC et AC_3 à AC_2, représentera en

grandeur le triangle déplacé. Sa surface est égale à $\frac{ab}{2}(1 - \cos\alpha\cos\beta)$. La capacité de la source sera égale à

$$\psi = \frac{\sin\alpha\sin\beta}{1 - \cos\alpha\cos\beta} \times v. \tag{12}$$

Égalons dans cette équation α à 90°, nous aurons, comme nous venons de démontrer déjà, $\psi = v\sin\beta$. Si nous faisons tourner le plan autour de la ligne BC, l'angle α deviendra plus grand ou plus petit qu'un angle droit, et aussitôt $\cos\alpha$ au lieu d'être égal à o prendra une valeur positive ou néga-

Fig. 8.

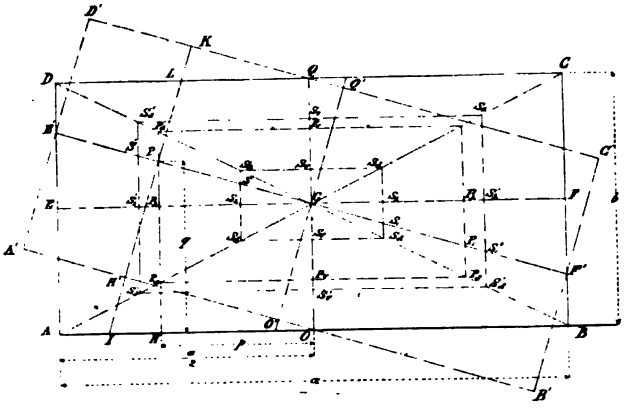


tive, qui affectera la capacité des sources élémentaires. Ainsi la capacité de ces sources dépend non seulement de la valeur des $\sin\alpha$ et $\sin\beta$, comme on le supposerait superficiellement, mais aussi des cosinus de ces deux angles.

Tôle à dimensions finies. — Considérons le cas d'une tôle rectangulaire à dimensions finies dans une mer illimitée, la tôle ABCD (*fig.* 9) de longueur a et de hauteur b. Assujetti à un courant permanent, le front peut être considéré comme un assemblage de sources élémentaires, l'arrière de puits élémentaires. Considérons le point P, dont les ordonnées sont p et q; déterminons le chemin que suivra la molécule d'eau jaillissant de ce point sous l'action des sources élémentaires, dont elle est entourée. Menons une ligne PG, et prolongeons-la au delà de P et de G, ce dernier étant le centre de gravité de la tôle, intersection des diagonales. Cette ligne divisera la tôle en deux parties de surfaces égales. Les sources élémentaires étant de capacités égales, nous en concluons que le filet d'eau émanant du point P sera situé dans un plan, coupant normalement la tôle par la ligne E'PGF'. Les deux sources individuelles, dont le filet résultant sera celui qui émanera du

point P, seront situées sur cette même ligne. Menons, par le point P, la ligne IL, perpendiculaire à PG, divisant la tôle en deux parties inégales AILD et BCLI; divisons ces deux parties en un même nombre de sources ou de puits égaux entre eux dans chacune des deux parties; la capacité de ceux de AILD comparée à ceux de BCLI sera proportionnelle aux surfaces de ces deux divisions. Chaque source ou puits élémentaire de AILD pourra être

Fig. 9.

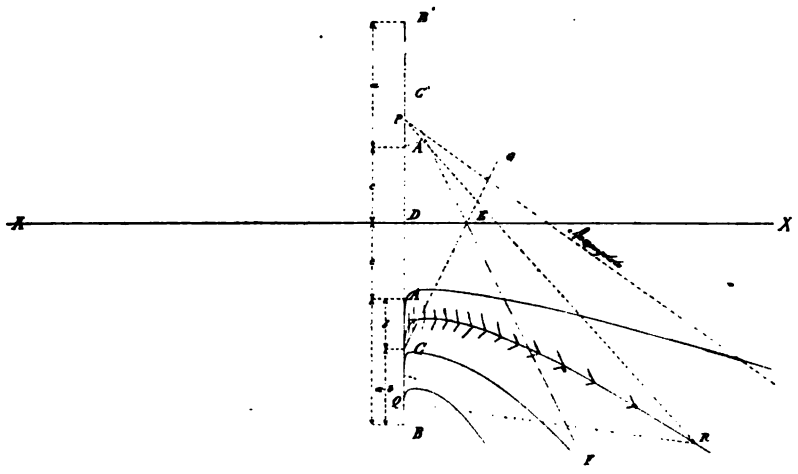


accouplée à un autre dans BCLI, tous deux situés sur une ligne droite passant par P; tous les filets résultants seront situés dans des plans verticaux à la tôle et passant par P. Seulement les sources ou puits situés dans E'PGF', auront des résultants dans le plan vertical passant par cette ligne. Nous savons déjà que les deux sources ou puits composants du filet émanant de P sont situés dans E'PGF'. Le filet en P sera ainsi le résultant des sources ou puits élémentaires de E' jusqu'à P et de P jusqu'à F' ou des fissures E'P et PF'. Ainsi soient S et S' les deux sources ou puits composants, nous aurons $E'S' : S'P = F'S : SP = PF' : PE'$. Menons SS'_h, PP_h et SS_h perpendiculaires à EF ou AB, alors nous aurons $E'S' : ES'_h = S'P : S'_hP_h$ et $SP : S_hP_h = SF' : S_hF$. Depuis les diagonales DB et AC, les filets émanant de la ligne P_dP_d seront les filets limites engendrés par les sources ou puits situés sur les lignes $S'S'_d$ et SS_d, perpendiculaires comme P_dP_d sur EF. On peut dire la même chose des filets émanant de P_dP_d perpendiculaires sur OQ. Tous ces filets émanant des lignes P_dP_d sont similaires mais inégaux. Les filets créés par la marche de la tôle seront situés dans des plans perpendiculaires à la tôle rayonnant autour du centre de celle-ci, le filet émanant de ce centre étant la normale.

L'auteur propose de nommer ce point *le centre des efforts hydrodynamiques;* en avant, ce sera le centre des pressions, en arrière, le centre des succions. Par abréviation, on pourrait les nommer *centres hydrodynamiques positif et négatif.*

Tôle submergée. — Considérons une tôle AB (*fig.* 10), dont la partie supérieure A est située à une profondeur *c* du niveau d'eau XX. En marchant perpendiculairement à lui-même, parallèlement à XX, l'avant crée une série de sources élémentaires, l'arrière, une série de puits élémentaires, dont nous allons étudier les filets d'eau engendrés par l'interférence des filets primaires. L'eau jaillissant des sources est parfaitement libre dans ses mouvements, et nous ne nous en occuperons plus, parce que le cas est absolument analogue à celui d'une tôle dans une mer illimitée, que nous venons

Fig. 10.



de considérer déjà. Il en va autrement dans le cas des puits créés par l'arrière. L'espace par lequel l'eau peut arriver est limité par la surface de la mer. Considérons, par exemple, le point C; si la mer n'était pas limitée en hauteur, l'eau lui arriverait dans la direction CE au delà du point E, mais comme, dans le cas considéré, il n'y a pas d'eau au delà de E, ceci est impossible; depuis E, l'eau ne lui peut arriver que d'en bas; de quel côté? Nous savons que l'eau attirée par un puits va en convergeant avec des vitesses accélérées. Le cas est le même quand l'eau est forcée de marcher par une ligne brisée; autrement des vides se créeraient, ou, pour faire usage d'une expression tout à fait moderne : il y aurait *cavitation*. Mais le phénomène de la cavitation n'est pas à considérer, en ce moment du moins. Nous supposons que la vitesse soit assez modérée pour que la cavitation ne soit pas à craindre. Les molécules, pour arriver à la surface XX, suivront la même loi que si elles marchaient directement sur C. S'il n'y avait pas de limite, les molécules marcheraient au-dessus de XX dans l'espace BDEG, en convergeant vers C; mais le niveau XX les force à monter dans l'espace FEDB vers DE, et puis à descendre vers C; mais, pour monter vers DE sans désintégration, les molécules doivent marcher comme si elles descendaient vers DE, c'est-à-dire que FE fait avec XX le même angle que GE.

Ainsi la ligne brisée FFG sera le chemin par lequel une molécule marchera vers C; mais les chemins CE sont coupés par les chemins EF; il y aura interférence entre ces deux systèmes; comment étudier cette interférence de la manière la plus rationnelle? L'angle CED étant égal à CED, CD est égal à C'D; nous pouvons considérer FE comme le chemin d'une molécule attirée vers C' ou un puits situé par rapport du niveau XX symétriquement avec C. Ainsi les filets d'eau créés par l'arrière de AB seront semblables à ceux créés par deux tôles égales AB et A'B, placées symétriquement par rapport à l'axe XX dans une mer illimitée, ou, ce qui revient au même, par une tôle coupée en deux. Cette dernière conception facilitera la construction des filets. En effet, soit a la hauteur de la tôle et C situé à une distance du sommet A de la tôle égale à b; la profondeur du sommet au-dessous de XX égale à c; l'eau qui passera au-dessus de C sera proportionnelle à $a+b$ et au-dessous à $a-b$: soient P et Q les puits qui déterminent le filet résultant CR, suivant des principes connus, il faudra que

$$B'P = \frac{(a+b+2c)(a-b)}{2a}, \quad PC = \frac{(a+b+2c)(a+b)}{2a}, \quad BQ = \frac{(a-b)^2}{2a}$$

et

$$QC = \frac{a^2-b^2}{2a}.$$

Enfin, pour construire CR, nous devons chercher les intersections d'une série de lignes PR avec une autre série QR dont les angles RPB et RQB' sont proportionnels à $a-b$ et $a+b$.

Tôle placée à quelque distance d'une cloison ou d'un quai. — La même construction est applicable dans ce cas-ci.

Jusqu'ici nous n'avons considéré que des surfaces planes; la prochaine fois nous allons appliquer nos théories à des surfaces courbes.

LISTE GÉNÉRALE DES MÉMOIRES

PUBLIÉS DANS LES QUATORZE PREMIERS VOLUMES.

VOLUME N° 1 (Année 1890).

1. Note sur les actions réciproques du gouvernail et de l'hélice, par M. J.-A. Normand, Vice-Président.
2. Influence économique de la légèreté dans la construction des navires, par M. Hauser, Ingénieur de la Marine.
3. Cuirassés de croisière, par M. Lisbonne, Vice-Président.
4. Étude sur la résistance de l'acier, par M. Cuizinier, Inspecteur du Bureau Veritas.
5. Croiseurs de la Marine militaire des États-Unis, par M. Lisbonne, Vice-Président.

VOLUME N° 2 (Année 1891).

6. De la puissance des chaudières et des causes qui la limitent, par M. de Maupeou d'Ableiges, Ingénieur de la Marine.
7. De la répartition des températures dans les chaudières à haute pression, et des moyens de l'égaliser, par M. J. Auscher, Ingénieur de la Marine.
8. Étude du système de distribution Marshall, par M. Marbec, Élève-Ingénieur de la Marine.
9. Étude sur la résistance des carènes, par M. Alheilig, Ingénieur de la Marine.
10. Note au sujet de la stabilité sur houle des torpilleurs, par M. Ferrand, Ingénieur de la Marine.
11. Des proportions à donner au rivetage d'un joint d'égale résistance, dans le cas où tous les rivets ont le même diamètre, par M. G. Aurous, Ingénieur de la Marine.
12. Équations d'équilibre d'une membrane de révolution soumise à une pression intérieure, par M. Alheilig, Ingénieur de la Marine.
13. Recherche de la loi du mouvement de roulis sur houle, en milieu non résistant, par M. Marbec, Élève-Ingénieur de la Marine.

VOLUME N° 3 (Année 1892).

14. Note sur la loi de la variation du poids de la charpente des navires avec les dimensions, et sur la limitation qui en résulte dans la grandeur absolue, par M. J.-A. Normand, Vice-Président.

15. Méthode pour la détermination des éléments mécaniques des propulseurs hélicoïdaux, par M. Drzewiecki, Ingénieur.
16. Note relative à une méthode nouvelle pour le calcul des carènes inclinées, par M. Ch. Doyère, Ingénieur de la Marine, Sous-Directeur de l'École d'application du Génie maritime.
17. Méthode pour la recherche des bras de levier de redressement, par M. A. de Reffye, Ingénieur de la Société des Forges et Chantiers de la Méditerranée.
18. Description d'un sharpee de 9t,5 de déplacement, par M. G. Aurous, Ingénieur de la Marine.
19. Théorie des propulseurs, par MM. Pollard et Dudebout, Ingénieurs de la Marine.
20. Sur quelques principes de Mécanique graphique applicables aux machines marines, par M. Marbec, Ingénieur de la Marine.

VOLUME N° 4 (Année 1893).

21. Des conditions de marche des navires, à petite vitesse, par M. E. Widmann, Directeur général des Forges et Chantiers de la Méditerranée.
22. Résultats obtenus par l'emploi du tirage forcé en cendriers fermés, dans les ateliers et sur divers navires de la Compagnie Générale Transatlantique, par M. V. Daymard, Vice-Président.
23. Quelques points concernant les cuirassés, par M. E. Weyl.
24. Note sur les travaux de déglaçage dans les estuaires fluviaux et maritimes, par M. Dibos, Ingénieur.
25. Sur la puissance giratoire comparée des gouvernails placés en avant et en arrière des hélices, par M. J.-A. Normand, Vice-Président.
26. Note sur l'influence de l'immersion de l'hélice et de la vitesse sur la rupture du cylindre d'eau actionné, par M. J.-A. Normand, Vice-Président.
27. Voies d'eau et pompes centrifuges, par M. de Maupeou d'Ableiges, Directeur des Constructions navales.
28. Étude sur l'autonomie des ports de Commerce en France et en Angleterre, par M. Le Cour Grandmaison, Ancien Député.
29. Nouvelle méthode de calcul des éléments d'une carène, par M. Kriloff, Professeur à l'Académie navale de Saint-Pétersbourg.
30. Études de géométrie des carènes, M. Ch. Doyère, Ingénieur de la Marine, Sous-Directeur de l'École d'application du Génie maritime.
31. Note sur l'utilisation des chalands pour la réparation des petits bateaux dans les ports à marée, par M. A. Croneau, Professeur à l'École du Génie maritime.
32. Le Congrès international maritime de Londres, par M. Muller.
33. De l'emploi de l'aluminium dans les constructions navales, par M. Guilloux, Ingénieur de la Marine.

VOLUME N° 5 (Année 1894).

34. Des lois de similitude dans diverses questions de construction navale, par M. J.-A. Normand, Vice-Président.
35. Observations sur les foyers des chaudières marines, par M. V. Daymard, Vice-Président.
36. Carènes et machines. Formules relatives au travail résistant, par M. Risbec, Directeur des ateliers de la Compagnie des Messageries Maritimes.

37. Étude sur la fatigue des navires, par M. L. Vivet, Ingénieur civil des Constructions navales.
38. Les effets de la loi sur la Marine marchande Italienne, par M. Muller, Capitaine au long cours.
39. De l'utilité du scaphandre à bord des navires long-courriers, par M. Dibos, Ingénieur.
40. Aperçu de la méthode Horta pour le jaugeage de fleuves et estuaires maritimes, au moyen de flotteurs amarrés, par M. Dibos, Ingénieur.
41. Application de la bouée-espar au jaugeage des cours d'eau, par M. Lecointe, Ingénieur en chef de la Marine Belge.
42. L'Artillerie de bord et l'armement des navires, par M. Merveilleux du Vignaux, Ingénieur aux Forges et Chantiers de la Méditerranée.

VOLUME N° 6 (Année 1895).

43. Emploi, dans les constructions, d'aciers à haute limite d'élasticité, par M. Barba, Ancien Ingénieur en chef des Usines du Creusot.
44. Le problème de la vitesse, par M. J.-A. Normand, Vice-Président.
45. Formes à donner aux carènes des bâtiments à grande vitesse, par M. G. Aurous, Ingénieur de la Marine, Sous-Directeur de l'École du Génie maritime.
46. Les résultats de la loi sur la Marine marchande pendant les trente-trois premiers mois, par M. Muller, Capitaine au long cours.
47. Variation de pas produite sur une hélice par la rotation des ailes dans leur moyeu, par M. Daymard, Ingénieur en chef de la Compagnie Générale Transatlantique.
48. La bataille de Yalu, et ses conséquences dans la construction des bâtiments de guerre, par M. Ferrand, Ingénieur de la Marine.
49. La complication des navires de guerre, ses causes et ses remèdes, par M. Croneau, Ingénieur de la Marine, Professeur à l'École du Génie maritime.
50. Théorie du tangage sur une mer houleuse, par M. Kriloff, Professeur à l'Académie navale de Saint-Pétersbourg.
51. Applications de la turbine de Laval à la Marine, par M. Sciama, Directeur de la Maison Bréguet.
52. Note sur un type de bateaux de rivière à faible tirant d'eau, par M. Piaud, Ingénieur en chef du Bureau Veritas.
53. Note sur le moteur rotatif, système Filtz, par M. Piaud, Ingénieur en chef du Bureau Veritas.
54. Recherches au sujet des bouées d'hiver pour les fleuves maritimes exposés aux débâcles de glaces, par M. Pierrard, Ingénieur de la Marine Belge.
55. Notes sur les fils et sur les câbles métalliques, par M. Duchesne, Ingénieur civil.
56. Note sur les charrues à glace, par M. Dibos, Ingénieur.
57. Observations sur la façon dont l'aluminium s'est comporté dans les diverses applications qui en ont été faites à la construction navale, par M. Guilloux, Ingénieur de la Marine.

VOLUME N° 7 (Année 1896).

58. Théorie du tangage sur une mer houleuse, par M. Kriloff, Professeur à l'Académie navale de Saint-Pétersbourg.
59. De l'influence qu'un chargement liquide exerce sur la stabilité d'un navire, par M. P. Duhem, Professeur de Physique théorique à la Faculté des Sciences de Bordeaux.

60. Changements d'immersion, de stabilité et d'assiette éprouvés par un navire qui flotte sur des liquides de différentes densités, par M. Pollard, Ingénieur de la Marine.
61. Note au sujet du calcul du moment résistant des gouvernails, par M. de Courville, Ingénieur de la Marine.
62. Note sur une transformation de machine compound à 5^{kg} en machine compound à 12^{kg}, par M. d'Allest, Directeur des Ateliers Fraissinet.
63. Sur la guerre maritime, par M. J.-A. Normand, Vice-Président.
64. Développement des navires de guerre dans le cours des dix dernières années, par M. Leflaive, Ingénieur de la Marine.
65. Note supplémentaire sur les bateaux à faible tirant d'eau avec hélices sous voûte, par M. Piaud, Ingénieur en chef du Bureau Veritas.
66. Derelicts, par M. Dibos, Ingénieur.
67. La Terminologie maritime, par M. Muller, Capitaine au long cours.
68. Considérations et données concernant les bouilleurs, par M. Gayde, Ingénieur de la Marine.
69. Note sur la chaudière Niclausse, par M. Duchesne, Ingénieur civil.
70. Les nouveaux générateurs Belleville, par M. Godard, Directeur de la Société des Générateurs Belleville.
71. Étude concernant certains aciers spéciaux, par M. Abraham, Ingénieur de la Marine.

VOLUME N° 8 (Année 1897).

72. Position d'équilibre des navires sur la houle, par M. Bertin.
73. Théorie générale des oscillations du navire sur une mer houleuse, par M. Kriloff, Professeur à l'Académie navale de Saint-Pétersbourg.
74. Note au sujet d'expériences de perçage, par M. Maugas, Ingénieur des Constructions navales.
75. Montage des machines marines, par M. Moritz, Ingénieur des Constructions navales.
76. Formules pratiques déterminant le travail à développer par les appareils moteurs du navire, par M. Vechkourtzoff, Ingénieur de la Marine russe.
77. Influence de la profondeur de l'eau sur la vitesse des navires, par M. Laubeuf, Ingénieur des Constructions navales.
78. Expériences dynamométriques effectuées pendant les essais de giration du *Cassini*, par M. Laubeuf, Ingénieur des Constructions navales.
79. Note sur les conditions de recette de l'aluminium, par M. Besson, Ingénieur des Constructions navales.
80. Étude sur la pêche à vapeur, et sur la substitution de moteurs à pétrole aux machines actuelles, par M. Dubar, Directeur des chantiers Cail, à Saint-Denis.

VOLUME N° 9 (Année 1898).

81. Étude sur la circulation de l'eau dans les chaudières multitubulaires, par M. Brillié, Ingénieur de la Marine.
82. Étude de la vaporisation dans les chaudières, par le même auteur.
83. Note au sujet des matériaux de construction en acier mi-dur employés sur le *Henri IV*, par M. Moissenet, Ingénieur des Constructions navales.
84. Sur les formes des carènes des bâtiments rapides, par M. Laubeuf, Ingénieur des Constructions navales.

85. Essais d'expériences sur la résistance des carènes, par M. Turgan, Ingénieur civil des Constructions navales.
86. Étude sur les arbres à manivelles des machines marines, par M. Simonot, Ingénieur des Constructions navales.
87. Quelques observations sur la construction des navires à voiles, leur mâture, leur gréement, par M. Wilkinson.
88. Étude expérimentale sur les vibrations dues aux machines marines, par M. Pinczon, Ingénieur de la Compagnie Générale Transatlantique.
89. Considérations sur le jaugeage des navires, par M. Muller.
90. De la transformation des chalands pétroliers en chalands automobiles à citernes indépendantes, par M. Dibos, Ingénieur, Lauréat de l'Institut.

VOLUME N° 10 (Année 1899).

91. Règles approximatives pour le calcul de la surface propulsive, par M. J.-A. Normand.
92. Nouvelle méthode pour la détermination des centres de carène (méthode des flottaisons isoaires). — Considérations sur l'emploi pratique de la développée métacentrique différentielle, par M. L. Moissenet, Ingénieur de la Marine.
93. Sur une méthode de calcul des carènes inclinées, par M. L. Ravier, Ingénieur de la Marine.
94. Nouvelle méthode pour le calcul des carènes inclinées, par M. Leparmentier, Contremaître des Constructions navales.
95. Essais récents de croiseurs anglais, par M. Piaud, Ingénieur de la Marine.
96. Chaudières multitubulaires dérivées des types Perkins et Field, par M. Turgan, Ingénieur civil des Constructions navales.
97. Perfectionnements successifs apportés aux chaudières multitubulaires à petits tubes, par M. Brillié, Ingénieur de la Marine.
98. Description d'un nouveau type de chaudière multitubulaire, par M. Brillié, Ingénieur de la Marine.
99. Application du diagramme entropique à l'étude du fonctionnement économique des machines à vapeur à expansion multiple, par M. Lelong, Ingénieur de la Marine.
100. Note au sujet de l'évaluation du rendement économique des machines à vapeur, par M. Lelong, Ingénieur de la Marine.
101. Du calcul des ventilateurs et de leur installation à bord des navires de guerre, par M. Lelong, Ingénieur de la Marine.
102. Calcul graphique des joints rivés et des cales de renfort, par M. E. Colinet, Élève de l'École du Génie maritime.
103. Note sur l'emploi des bords tombés, l'épaulement des clins des tôles et la suppression des couvre-joints des abouts, par M. Le Go, Ingénieur de la Société des Forges et Chantiers de la Méditerranée.
104. Influence des dimensions transversales des pièces sur les résultats obtenus par la trempe, l'écrouissage et sur la forme de certaines ruptures, par M. Simonot, Ingénieur de la Marine.
105. Au sujet de quelques travaux exécutés à la tâche à l'arsenal de Fou-Tchéou, par M. Doyère, Ingénieur en chef de la Marine.
106. Nouvel outillage portatif pour le perçage sur les navires en construction, par M. Moissenet, Ingénieur de la Marine.
107. Sur les divers moyens de transport de la force dans les chantiers et ateliers, par M. Ravier, Ingénieur de la Marine.

108. Considérations stratégiques et tactiques relatives à l'étude des navires de guerre, par M. Woodward, Ingénieur de la Marine des États-Unis.
109. Relèvement optique des objets immergés, par M. Dibos, Ingénieur, Lauréat de l'Institut.

VOLUME N° 11 (Année 1900).

110. Discours prononcé à l'ouverture du Congrès d'Architecture et de Construction navales, par M. de Bussy, Membre de l'Institut, Inspecteur général du Génie maritime en retraite, Président de la Commission d'organisation.
111. Stabilité d'un paquebot après un abordage en mer, dispositions propres à prévenir le chavirement, par M. Bertin, Directeur du Génie maritime.
112. Note sur une application de la théorie de la stabilité à angles finis, par M. Van Meerten, Ingénieur de la Marine Néerlandaise.
113. Note sur un nouvel appareil de calcul : *L'exposant-mètre totalisateur*. Application au calcul des carènes inclinées, par M. Bonnet, Ingénieur des Forges et Chantiers de la Méditerranée.
114. Nouvelles recherches sur la résistance des carènes et le fonctionnement des bateaux, par M. Haack, Membre de la Schiffbautechnische Gesellschaft.
115. Note sur la résistance au mouvement d'un navire, lorsque les dimensions dans le sens de la longueur, de la largeur ou de la profondeur sont modifiées dans un rapport constant, par M. Giuseppe Rota, Ingénieur en chef du Génie Naval Italien.
116. Formules pratiques pour le mouvement du navire, par M. Afonassief, Sous-Inspecteur général des travaux mécaniques, Membre honoraire du Comité technique de la Marine militaire Russe.
117. Contribution à la théorie des hélices propulsives, par M. Rateau, Ingénieur des Mines.
118. Des hélices propulsives, par M. Stéphane Drzewiecki, Ingénieur.
119. Adoption d'un système rationnel d'unités dans les questions de construction navale, par M. Hauser, Ingénieur en chef de la Marine, en retraite.
120. Unification des résultats des calculs de navires, par M. Biles, Professeur d'Architecture Navale à l'Université de Glascow.
121. Les cuirassés-croiseurs, les destroyers-estafettes et les torpilleurs sous-marins. Les trois fusions futures, par M. le Colonel Vittorio-E. Cuniberti, Ingénieur en chef du Génie Naval Italien.
122. Le navire de combat de l'avenir, par MM. F.-C. Goodall, M. I. N. A., et M. A.-C. Holzappel.
123. Note sur l'application des lois sur le jaugeage des navires en divers pays, par M. Isakson, Inspecteur du Lloyd's Register, Membre de l'Institution des Naval Architects.
124. Compte rendu des expériences faites sur un générateur Niclausse spécialement construit par la Société des générateurs inexplosibles, brevets Niclausse, pour déterminer, aux différentes allures de combustion, la vaporisation de chacun des étages de tubes. Déduction de quelques considérations pouvant être utilement appliquées à l'étude et à la construction des générateurs multitubulaires, par M. Dugé de Bernonville, Ingénieur de la Marine, Ingénieur en chef des ateliers J. et A. Niclausse.
125. Étude sur les chaudières, par M. Montupet, Ingénieur-Constructeur.
126. Mesures comparées des vibrations observées sur les croiseurs *Hansa* et *Vineta* de la Marine Allemande, par M. G. Berling, Marinebaumeister, Membre de la Schiffbautechnische Gesellschaft.

127. Des vibrations des vapeurs, par M. Otto Schlick.
128. Propulsion des navires par disques avec mouvement rectiligne alternatif et transmission par bandes métalliques, par M. Garin y Sociats, Capitaine de vaisseau de la Marine Espagnole, Général de la Armada.
129. Fatigue des tuyautages de vapeur produite par leur dilatation à chaud, par M. Simonot, Ingénieur du Génie maritime.
130. Note au sujet des essais d'un bateau de rivière à hélices multiples, par M. Doyère, Ingénieur en chef de la Marine.
131. Protection des carènes de navires contre l'attaque des torpilles automobiles et l'action de l'éperon, et changement possible des formes et des proportions des navires de guerre pour assurer cette protection, par M. E.-E. Goulaieff, Ingénieur des Constructions navales de la Marine Impériale Russe.
132. Mémoire sur un type nouveau de navire sans tangage et sans roulis, inchavirable et insubmersible après abordage, par M. Turc, Lieutenant de vaisseau.
133. Construction des vapeurs pétroliers en Suède, par M. Hugo-G. Hammar, Ingénieur des Constructions navales.
134. Bateaux-feux et vapeurs d'inspection du Service des phares des États-Unis, par M. Walfrid Sylven, Ingénieur du Ligthouse Board.
135. Les installations électriques à l'arsenal de Lisbonne et à bord du croiseur *Rainha Dª Amelia*, par M. Cronreau, Ingénieur en chef de la Marine, Directeur de l'Arsenal de Lisbonne.
136. Note sur le renflouage, par M. David-W. Noakes, Ingénieur.
137. Le dock flottant comme auxiliaire d'un navire de guerre, par M. Lyonel Clark.
138. Apparaux de manœuvre et de fixation des remorques en fil d'acier, par M. Moissenet, Ingénieur en chef de la Marine.
139. Écrans hydrauliques, par M. Dibos, Ingénieur maritime, Lauréat de l'Institut.
140. De l'Architecture navale considérée au point de vue des affaires et de l'influence qu'elle exerce sur le commerce, par M. Théodore-V.-S. Angier, Associé de l'Institution des Naval Architects.
141. Description du chantier de Newport News Shipbuilding and Dry-Dock Company, par M. M.-S. Chace, Ingénieur civil des Constructions navales.

VOLUME N° 12 (Année 1901).

142. Quelques remarques sur les courbes différentielles et intégrales. Étude de ces courbes en coordonnées polaires, par M. Alex. Bassetti, Ingénieur civil des Constructions navales.
143. Théorie générale des oscillations du navire sur une mer houleuse (suite et fin), par M. A. Kriloff, Professeur à l'Académie Navale de Saint-Pétersbourg.
144. Sur les avantages que présente, pour les navires de guerre, la combinaison d'une faible acuité et d'une grande surface propulsive, par M. J.-A. Normand.
145. Au sujet de la surface propulsive d'une hélice, par M. Doyère, Ingénieur en chef de la Marine, Directeur de l'arsenal de Fou-Tchéou.
146. Du choix des éléments déterminant les hélices et permettant leur facile comparaison entre elles, par M. S. Drzewiecki, Ingénieur.
147. Note sur des essais d'hélice effectués sur les contre-torpilleurs *Dunois* et *Lahire*, par M. Laubeuf, Ingénieur en chef de la Marine.
148. Chaudière marine du système Solignac et Grille, par MM. Solignac et Grille, Ingénieurs-Constructeurs.
149. Note sur le moteur à vapeur de M. le Comte de Chardonnet.

150. Sur la détermination des forces d'inertie dans les machines alternatives, par M. Lelong, Ingénieur principal de la Marine.
151. Note sur l'installation des lignes d'arbres dans les embarcations rapides à pétrole, par M. A. Tellier fils, Ingénieur-Constructeur.
152. Disperseur de brouillard (fog disperser), par M. Dibos, Ingénieur-conseil, Lauréat de l'Institut.
153. Note sur les projecteurs-signaleurs électriques de la malle française entre Calais et Douvres, par M. Dibos, Ingénieur-conseil, Lauréat de l'Institut.

VOLUME N° 13 (Année 1902).

154. Note sur l'importance du rôle de la vitesse des cuirassés pendant le combat, par M. Houette, Capitaine de vaisseau.
155. Compte rendu d'expériences faites au moyen d'un pendule hydraulique, par M. Alex. Bassetti, Ingénieur civil des Constructions navales.
156. Contribution à l'étude du relèvement optique des épaves et navires coulés ou immergés, par M. Dibos, Ingénieur-conseil, Expert maritime, Lauréat de l'Institut.
157. Surface efficace, surface nuisible et coefficient d'efficacité d'une hélice, par M. Doyère, Ingénieur en chef de la Marine, Directeur de l'Arsenal de Fou-Tchéou.
158. Formules pratiques sur la giration du navire (Extrait des travaux de M. B. Afonassief, Sous-Inspecteur général des travaux mécaniques, Membre honoraire du Comité technique de la Marine militaire Russe), par M. N. Afanassief, Ingénieur de la Marine militaire Russe.
159. Sur la solidité des navires très rapides, par M. J.-A. Normand.
160. Étude sur la vapeur d'eau surchauffée, par M. J. Boulvin, Professeur à l'Université de Gand.
161. Le chauffage des chaudières au naphte en Russie, par M. Laubeuf, Ingénieur en chef de la Marine.
162. Expériences relatives au mouvement des arbres des machines marines, par M. Castelnau, Ingénieur principal de la Marine.
163. Étude sur l'irrégularité du mouvement de rotation des machines marines, par M. Lelong, Ingénieur principal de la Marine.
164. Note sur le perçage à terre, par M. Laubeuf, Ingénieur en chef de la Marine.
165. Stabilité et aire de la surface développée. Méthode purement analytique, proposée pour le calcul des centres de carène d'un navire incliné, et de l'aire de la surface développée, par M. Van Meerten, Ingénieur de la Marine Hollandaise, en retraite.
166. Application des turbines à vapeur à la propulsion des navires, par M. A. Rateau, Ingénieur des Mines.
167. Le roulis des navires sur houle déterminé expérimentalement au moyen de navi-pendules, par M. G. Russo, Ingénieur du Génie naval Italien.
168. Action comparée des forces sur les solides invariables, élastiques, déformables, par M. le Comte de Maupeou d'Ableiges, Directeur du Génie maritime.

VOLUME N° 14 (Année 1903).

169. Quelques remarques sur un sujet des points d'indifférence sur l'assiette dans les navires, par M. Scribanti, Ingénieur du Génie naval Italien, Professeur à l'École Royale Navale Supérieure de Gènes.

170. Les théories du choc et l'expérience, par M. le Comte de MAUPEOU D'ABLEIGES, Directeur du Génie maritime.
171. Études hydrodynamiques. Application de la théorie de la source et du puits. Extension à trois dimensions, par M. VAN MEERTEN, Ingénieur en chef de la Marine Néerlandaise, en retraite.
172. Vitesses progressives du navire, par M. B. AFONASSIEF. Sous-Inspecteur général des travaux mécaniques de la Marine Impériale Russe.
173. Note sur le perçage à l'atelier, par M. MAUGAS, Ingénieur en chef de la Marine, Sous-Directeur de l'École d'Application du Génie maritime.
174. Contribution à l'amélioration des générateurs marins à tubes d'eau, par M. DUCHESNE, Ingénieur.
175. Les turbines à vapeur, et spécialement les turbines Parsons. Leur application à la propulsion des navires, par M. HART, Ingénieur au Chemin de fer du Nord.
176. Étude sur la consommation des turbines à vapeur, application aux navires à grande vitesse, par M. BROSSER, Ingénieur en chef de la Marine.
177. Étude sur les appareils de condensation des machines marines, par M. LELONG, Ingénieur principal de la Marine.
178. Note sur le sens de rotation des hélices, sur les navires à deux hélices, par M. LAUBEUF, Ingénieur en chef de la Marine.
179. Détermination des éléments d'un propulseur hélicoïdal, par M. BROSSER, Ingénieur en chef de la Marine.
180. Dispositions intéressantes dans le tracé des plus grands navires à passagers et à marchandises d'Amérique, par M. WILLIAM-A. FAIRBURN, Ingénieur naval et Ingénieur mécanicien.
181. Sur un type spécial de navires destinés au transport des grains ou du minerai de fer sur les grands lacs de l'Amérique du Nord, par M. W.-F. DURAND, Professeur de machines marines à l'Université Cornell.
182 Formules pour l'établissement d'un projet de cargo-boat, par M. ALEX. BASSETTI, Ingénieur civil des Constructions navales.
183. Note sur la construction et l'échantillonnage des navires destinés à la navigation intérieure, par M. BERLHE DE BERLHE, Ingénieur du Bureau Veritas.
184. Sur les bateaux porte-trains, par M L. RAVIER. ancien Ingénieur du Génie Maritime.
185. Réflexions sur l'importance tactique de la vitesse des cuirassés, par M. BEARD DU DÉZERT, Enseigne de vaisseau.
186. Utilisation du télégraphe sans fil. Navigation transatlantique. Abordages, par M. BEARD DU DÉZERT, Enseigne de vaisseau.
187. Application de l'acétylène à l'éclairage des phares et bouées, par M. ARMAND JANET, ancien Ingénieur de la Marine.
188. Compte rendu d'un voyage dans la Grande-Bretagne, par M. ALEX. BASSETTI, Ingénieur civil des Constructions navales, titulaire d'une bourse de voyage (Fondation CANET).

INDEX DES NOMS DES AUTEURS DES MÉMOIRES

PUBLIÉS DANS LES QUATORZE PREMIERS VOLUMES.

(Les numéros sont ceux de l'ordre de publication des Mémoires.)

Abraham, 71.
Afonassief, 76, 116, 158, 172.
Alheilig, 9, 12.
Allest (d'), 62.
Angier, 140.
Aurous, 11, 18, 45.
Auscher, 7.

Barba, 43.
Bassetti, 142, 155, 182, 188.
Béard du Dézert, 185, 186.
Berlhe de Berlhe, 183.
Berling, 126.
Bertin, 72, 111.
Besson, 79.
Biles, 120.
Bonnet, 113.
Boulvin, 160.
Brillié, 81, 82, 97, 98.
Brosser, 176, 179.
Bussy (de), 110.

Castelnau, 162.
Chace, 141.
Chardonnet (Comte de), 149.
Clark, 137.
Colinet, 102.
Courville (de), 61.
Croneau, 31, 49, 135.
Cuizinier, 4.
Cuniberti, 121.

Daymard, 22, 35, 47.
Dibos, 24, 39, 40, 56, 66, 90, 100, 130, 152, 153, 156.
Doyère, 16, 30, 105, 130, 145, 157.
Drzewiecki, 15, 118, 146.
Debar, 80.
Duchesne, 55, 69, 174.
Dudebout, 19.
Dugé de Bernonville, 124.
Duhem, 59.
Durand, 181.

Fairburn, 180.
Ferrand, 10, 48.

Garin y Sociats, 128.
Gayde, 68.
Godard, 70.
Goodall, 122.
Goulaïeff, 131.
Grille, 148.
Guilloux, 33, 57.

Haack, 114.
Hammar, 133.
Hart, 175.
Hauser, 2, 119.
Holzapfel, 122.
Houette, 154.

Isakson, 123.

Janet, 187.

Kriloff, 29, 50, 58, 73, 143.

Laubeuf, 77, 78, 84, 147, 161, 164, 178.
Lecointe, 41.
Le Cour Grandmaison, 28.
Leflaive, 64.
Le Go, 103.
Lelong, 99, 100, 101, 150, 163, 177.
Leparmentier, 94.
Lisbonne, 3, 5.

Marbec, 8, 13, 20.

Maugas, 74, 173.
Maupeou d'Ableiges (de), 6, 27, 168, 170.
Merveilleux du Vignaux, 41.
Moissenet, 83, 92, 106, 138.
Montupet, 125.
Moritz, 75.
Muller, 32, 38, 46, 67, 89.

Noakes, 136.
Normand, 1, 14, 25, 26, 34, 44, 63, 91, 144, 159.

Piaud, 52, 53, 65, 95.
Pierrard, 54.
Pinczon, 88.
Pollard, 19, 60.

Rateau, 117, 166.
Ravier, 93, 107, 184.
Reffye (de), 17.
Risbec, 36.
Rota, 115.
Russo, 167.

Sciama, 51.
Schlick, 127.
Scribanti, 169.
Simonot, 86, 104, 129.
Solignac, 148.
Sylven, 134.

Tellier, 151.
Turc, 132.
Turgan, 85, 96.

Van Meerten, 112, 165, 171.
Vechkourtzoff, 76.
Vivet, 37.

Weyl, 23.
Widmann, 21.
Wilkinson, 87.
Woodward, 108.

INDEX ANALYTIQUE DES MÉMOIRES

PUBLIÉS DANS LES QUATORZE PREMIERS VOLUMES.

(Les numéros sont ceux de l'ordre de publication des Mémoires.)

Stabilité, 10, 16, 17, 29, 30, 59, 60, 92, 93, 94, 111, 112, 113, 120, 165, 169.
Similitude, 34.
Poids de coque, 2, 14.
Roulis et tangage, 13, 50, 58, 72, 73, 143, 155, 167.
Formes et résistance des carènes, 9, 36, 44, 45, 76, 77, 84, 85, 114, 115, 116, 130, 144, 158, 171, 172.
Gouvernail, 1. 25, 61, 78, 158.
Propulseurs, 19, 128.
Hélices, 1, 15, 25, 26, 47, 91, 117, 118, 130. 145, 146, 147, 157, 178, 179.
Matériaux de construction, et mise en œuvre, 4, 33, 43, 57, 71, 74, 79, 83, 103, 104, 106, 107, 164, 173.
Rivetage, 11, 102.
Fatigue des coques, et vibrations, 37, 88, 126, 127, 159.
Générateurs à vapeur, 6, 7, 22, 35, 68, 69, 70, 81, 82, 96, 97, 98, 124, 125, 129, 148, 161, 174.
Appareils moteurs, 62, 75, 86, 101, 150, 151, 162, 163, 177.
Types spéciaux de moteurs, 51, 53, 80, 149, 166, 175.
Distribution de la vapeur, et rendement économique, 8, 21, 99, 100, 160, 176.
Marine de guerre, guerre maritime, artillerie, 3, 5, 23, 42, 48, 49, 63, 64, 95, 108, 121, 122. 131, 144, 154, 185.
Marine marchande, 28, 32, 38, 46.
Types spéciaux de navires, 18, 52, 65, 80, 87, 90, 132, 133, 134, 180, 181, 182, 183, 184.
Jaugeage, 89, 123.
Reparations, renflouage, 31, 39, 109, 136, 137.
Géométrie, mécanique, résistance des matériaux, 12, 20, 104, 129, 142.
Divers, 24, 27, 40, 41, 54, 55, 56, 66, 67, 105, 110. 119, 135, 138, 139, 140, 141, 152, 153, 156, 168, 170, 186, 187, 188.

TABLE DES MATIÈRES.

Pages.

Statuts..... V
Conseil..... XI
Liste des membres donateurs..... XII
Liste des membres d'honneur..... XII
Liste des membres..... XIII
Quinzième session de l'Association technique maritime..... XXV

SESSION DE 1904.

Note sur le travail des matériaux d'acier pour la construction des navires, par M. LAUBEUF, Ingénieur en chef de la Marine..... 1
Note sur un acier à haute teneur de nickel, par M. LAUBEUF, Ingénieur en chef de la Marine..... 15
Mémoire sur la détermination des angles de calage des machines à quatre manivelles, par M. DANIS, Ingénieur de la Compagnie Générale Transatlantique..... 25
Emploi des moteurs à explosion pour la propulsion des navires, par M. GEORGES VILLE..... 45
Sur la difficulté de combiner le rendement économique des chaudières avec leur sécurité de fonctionnement, par M. C.-E. STROMEYER, Ingénieur en chef de la « Manchester Steam Users Association »..... 49
Contribution à l'étude de la cavitation des hélices, par M. BROSSER, Ingénieur en chef de la Marine..... 57
Sens de rotation des machines sur les navires à trois hélices, par M. BROSSER, Ingénieur en chef de la Marine..... 63
Étude sur les vibrations des navires. par M. LELONG, Ingénieur principal de la Marine..... 65
Étude sur la transmission des sons émis dans l'eau, et son application à un système de signal maritime sous-marin. par M. ÉMILE DE MEULEMEESTER..... 109

Pages.

Étude graphique du coup d'aviron en canoë, par MM. les Drs Lefeuvre et Paillotte..... 115

Le paquebot à turbines « *The Queen* », par M. Hart, Ingénieur attaché au Service maritime du Chemin de fer du Nord..... 141

Note sur les canots automobiles à grande vitesse, par M. Alphonse Tellier, Ingénieur civil..... 169

Étude géométrique sur diverses surfaces propulsives par rotation comparées à l'hélicoïde gauche ordinaire, par M. V. Daymard, Ancien Ingénieur de la Marine.... 179

Déformations des solides sous l'action de forces parallèles, par M. le Comte de Maupeou d'Ableiges, Directeur du Génie maritime..... 201

Études hydrodynamiques. Application de la théorie de la source et du puits. Extension à trois dimensions, par M. Van Meerten, Ingénieur en chef de la Marine Néerlandaise, en retraite..... 275

PLANCHE.

I. — Le paquebot à turbines « *The Queen* », par M. Hart, Ingénieur attaché au Service maritime du Chemin de fer du Nord.

35046 Paris. — Impr. Gauthier-Villars, quai des Grands-Augustins, 55.

15
10
10